

VISIT...

LANZAROTE  
*Caliente*.COM

621.22

3-17

И. З. ЗАЙЧЕНКО  
Л. М. МЫШЛЕВСКИЙ

[5]



ПЛАСТИНЧАТЫЕ  
НАСОСЫ  
И ГИДРОМОТОРЫ

Д-р техн. наук И. З. ЗАЙЧЕНКО  
и канд. техн. наук Л. М. МЫШЛЕВСКИЙ

312

04

# ПЛАСТИНЧАТЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

ИЗДАНИЕ 2-е,  
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

20679

Научно-техническая  
БИБЛИОТЕКА  
ВНИИ



ИЗДАТЕЛЬСТВО „МАШИНОСТРОЕНИЕ“  
Москва 1970

**Пластинчатые насосы и гидромоторы.** Зайченко И. З. и Мышлевский Л. М. «Машиностроение», 1970, стр. 229

Книга содержит основы теории и расчета, обзор современных конструкций, а также методику испытаний и указания по применению, монтажу и эксплуатации пластинчатых насосов и гидромоторов, широко применяемых в станках и других машинах.

Второе издание дополнено выполненными в последнее время исследованиями рабочих процессов в пластинчатых машинах, в результате которых созданы возможность осуществления ряда новых расчетов и уточнения ранее известных; рассмотрены новые конструкции насосов и гидромоторов, уделено большее внимание технологии изготовления их основных деталей.

Книга предназначена для конструкторов, научных работников и инженеров, занимающихся исследованием, проектированием, изготовлением и эксплуатацией гидроприводов.

Табл. 8, илл. 143, библи. 71 назв.

Рецензент инж. В. Я. Скрицкий



## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время объемные гидроприводы стали одним из основных средств автоматизации рабочих процессов в промышленности, что объясняется рядом существенных их преимуществ перед другими видами приводов. К числу этих преимуществ относятся: самосмазываемость механизмов гидроприводов, работающих обычно на минеральных маслах, что способствует достижению высокой износостойкости и надежности в работе; возможность широкого бесступенчатого регулирования скоростей на ходу машины; автоматическое предохранение механизмов гидропривода и приводимой им машины от перегрузок, что предотвращает поломки; возможность широкой автоматизации рабочих процессов, так как кинематически весьма сложные системы легко komponуются из отдельных функциональных гидроузлов, соединяемых друг с другом трубами; легкость нормализации функциональных гидроузлов, которые можно изготавливать серийно на специализированных заводах; возможность просто и надежно развивать большие усилия и крутящие моменты при помощи малогабаритных гидроузлов; малая инерционность движущихся рабочих органов, что облегчает процессы разгона и торможения машин, повышает точность их работы.

Так как почти каждый объемный гидропривод включает в себя насос, а гидроприводы вращательного движения включают кроме насосов и гидромоторы, причем и те и другие работают в условиях высоких скоростей и нагрузок, то работоспособность гидроприводов, их надежность, экономичность и бесшумность работы в первую очередь зависят от насосов и гидромоторов. При выборе для гидропривода конструкции насоса и гидромотора следует учитывать не только особенности их конструкции, влияющие на равномерность подачи и бесшумность работы, на износостойкость и срок службы, но также и технологические факторы, определяющие стоимость насоса при серийном производстве на специализированном заводе. С этой точки зрения к числу наиболее совершенных и дешевых видов насосов, применяемых для автоматизации рабочих процессов в промышленности, принадлежат объемные гидромашины, называемые пластинчатыми насосами.

В сравнении с шестеренными пластинчатые насосы обеспечивают более равномерную подачу, а в сравнении с поршневыми —

проще по конструкции, дешевле, меньше по габаритам и менее требовательны к фильтрации рабочей жидкости.

В станкостроении пластинчатые насосы применяются главным образом в гидроприводах подачи агрегатных, сверлильно-расточных, токарных и фрезерных станков, а также в гидроприводах стола и других механизмов шлифовальных станков, в гидроприводах для транспортировки, индексации, зажима и загрузки деталей, обрабатываемых на автоматических станочных линиях.

Пластинчатые насосы применяются также в гидропрессах, автопогрузчиках, экскаваторах, бульдозерах и других строительно-дорожных машинах, в прокатном оборудовании (блюминги, прокатные станы), в автомобилях (усилители приводов руля, механизмы опрокидывания самосвалов), в химическом машиностроении (приводы для вращения различных мешалок), в корабельных механизмах (приводы лебедок для подъема грузов, устройства для изменения шага винта), лесозаготовительных машинах, для литья под давлением, пищевом машиностроении и т. п.

Насосы рассматриваемого типа известны в промышленности так же как «лопастные» насосы. Однако, учитывая, что согласно принятой в гидромашиностроении классификации термин «лопастные» насосы [22] занят за машинами, работающими по центробежному принципу, во втором издании книги в соответствии с терминологией, разработанной Академией Наук СССР [6], принят термин «пластинчатые» насосы. При этом имеется в виду, что этому типу насосов присущи все особенности объемных гидромашин, к числу которых относятся: а) герметическое отделение нагнетательной полости от всасывающей, что осуществляется при помощи ротора, статора и замыкателей, т. е. в данном случае пластин (лопаток); б) незначительная зависимость от скорости рабочей жидкости сил, действующих на рабочие органы насоса, величина которых определяется давлением в полости нагнетания [36].

Изложенные особенности объемных гидромашин относятся также к пластинчатым гидромоторам, в качестве которых всегда могут быть использованы насосы, имеющие механизм для принудительного ведения пластин. Пластинчатые насосы, в которых для ведения пластин используется центробежная сила, необратимы, так как в отличие от насоса, в момент запуска, когда центробежная сила отсутствует, гидромоторы должны развивать крутящий момент, необходимый для преодоления действующей нагрузки.

Различают пластинчатые насосы и гидромоторы однократного и двойного действия, начинают применяться также машины многократного действия. В машинах однократного действия за один оборот вала происходит один полный цикл работы, включающий процесс всасывания и процесс нагнетания. В машинах двойного

действия за один оборот вала происходят два полных цикла работы, т. е. два процесса всасывания и два процесса нагнетания, в машинах тройного действия — три цикла и т. д. Насосы и гидромоторы однократного действия выполняются как регулируемые, так и нерегулируемые; на ротор такой машины в радиальном направлении действует давление рабочей жидкости, которое передается на опоры, монтируемые большей частью на подшипниках качения. Поэтому величина давления рабочей жидкости, циркулирующей в таких машинах, определяется имеющимися в распоряжении конструктора подшипниками. Так как при высоких давлениях потребовалось бы применять громоздкие подшипники, то в известных конструкциях насосов и гидромоторов однократного действия величина давления не превышает  $105 \text{ кг/см}^2$ . Насосы и гидромоторы двойного и многократного действия выполняются только как нерегулируемые, но зато давление рабочей жидкости, действующее на ротор в радиальном направлении, уравнивается, опоры машины разгружаются и вал ее передает только крутящий момент. Это является существенным преимуществом, в значительной степени предопределяющим простоту и компактность конструкции и малый ее вес. В известных конструкциях насосов и гидромоторов двойного действия рабочее давление составляет  $140 \text{ кг/см}^2$ , а в некоторых случаях и более. В насосах, применяемых для промышленного оборудования, отношение веса к эффективной мощности составляет около  $2 \text{ кг/квт}$ . Технологическая простота конструкции пластинчатых машин благоприятствует их серийному производству.

Отмеченные положительные свойства пластинчатых насосов и гидромоторов послужили причиной того, что во многих странах они изготавливаются централизованно, в больших количествах на специализированных предприятиях. В СССР таким специализированным предприятием является Елецкий завод «Гидропривод», выпускающий более восьмидесяти типоразмеров насосов производительностью от 5 до 200 л/мин при давлении до  $63 \text{ кг/см}^2$ . Заводом освоен серийный выпуск насосов высокого давления (до  $125 \text{ кг/см}^2$ ), а также семи типоразмеров пластинчатых гидромоторов двойного действия. Насосы двойного действия изготавливаются также на Московском автозаводе им. Лихачева, Андижанском машиностроительном заводе, Львовском заводе автопогрузчиков.

---

## ПРИНЦИПЫ ДЕЙСТВИЯ ПЛАСТИНАТЫХ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ, ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ И РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ; КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ

### НАСОСЫ ОДНОКРАТНОГО ДЕЙСТВИЯ

Принципиальная схема работы пластинчатого насоса однократного действия представлена на рис. 1. При вращении ротора 1, в пазах которого расположены пластины 2, в направлении, указанном стрелкой, происходит изменение площадей  $CDD_1C_1$  и  $ABB_1A_1$ , так как пластины всегда контактируют с внутренней цилиндрической поверхностью статора 3, центр которой  $O$  смещен на величину, называемую эксцентрицитом, относительно центра ротора  $O_1$ .

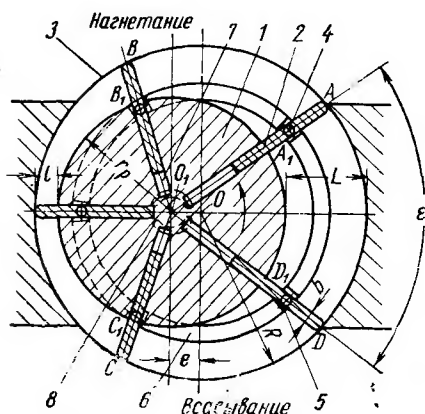


Рис. 1. Принципиальная схема работы пластинчатого насоса однократного действия

Происходящее при вращении ротора увеличение площади  $CDD_1C_1$  вызывает увеличение объема камеры, образованной цилиндрическими поверхностями статора и ротора, двумя пластинами и двумя торцовыми поверхностями, расположенными в плоскостях, параллельных плоскости чертежа, которые конструктивно можно представить в виде торцов двух крышек.

Уменьшение площади  $ABB_1A_1$  вызывает уменьшение объема аналогичной камеры. Поэтому в первой камере образуется разрежение, и ее объем заполняется всасываемой рабочей жидкостью. Уменьшение объема второй камеры вызывает нагнетание рабочей жидкости в напорную магистраль насоса. Чтобы напорная магистраль всегда была изолирована от всасывающей, на статоре или торцовых

поверхностях предусматривается уплотнительная перемычка, расположенная на угле, величина которого должна быть

$$\varepsilon \geq \beta, \quad (1)$$

где  $\beta = \frac{2\pi}{z}$  — угол между пластинами;

$z$  — число пластин.

В ряде конструкций пластины имеют принудительное ведение, для чего на их торцах выполняются оси 4, которые входят в полушки 5, передвигающиеся при вращении ротора в кольцевых канавках 6, выполненных в крышках. Камеры под торцами пластин 7 при помощи канавок 8 соединяются в зависимости от положения пластин или с полостью всасывания, или с полостью нагнетания, и поэтому пластины, осуществляя всасывание и нагнетание, увеличивают производительность насоса.

Рис. 1 позволяет написать следующие зависимости:

$$l = R - r_p - e; \quad (2)$$

$$L = R - r_p + e, \quad (3)$$

где  $R$  — радиус статора;

$r_p$  — радиус ротора.

Разность величин  $L$  и  $l$  определяет ход пластины:

$$L - l = 2e. \quad (4)$$

Величина эксцентриситета  $e$  для насосов с регулируемой производительностью переменная. Если  $e = 0$ , то на основании уравнений (2) и (3)

$$L = l = R - r_p.$$

Если  $e = e_{\max}$ ,

то

$$R - r_p = e_{\max} + l_{\min}$$

и

$$L = 2e_{\max} + l_{\min}.$$

Для определения производительности насоса надо вычислить площадь камеры  $ABB_1A_1$ , как функцию угла  $\varphi$  поворота ротора (рис. 2). Для этого прежде всего надо вычислить радиус-вектор  $\rho$  в полярных координатах с центром в точке  $O_1$ .

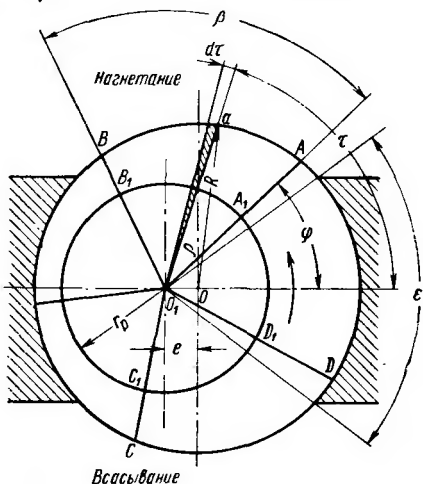


Рис. 2. Схема для расчета производительности пластинчатого насоса одно-кратного действия

Из треугольника  $OaO_1$

$$Q_1 a = \rho = e \cos \tau + \sqrt{e^2 \cos^2 \tau + R^2 - e^2}.$$

Площадь  $ABO_1$  в полярных координатах

$$S = \frac{1}{2} \int_{\varphi}^{\varphi+\beta} \rho^2 d\tau = \frac{1}{2} \int_{\varphi}^{\varphi+\beta} (e \cos \tau + \sqrt{e^2 \cos^2 \tau + R^2 - e^2})^2 d\tau.$$

Площадь сектора  $A_1 B_1 O_1$

$$S = \frac{1}{2} \int_{\varphi}^{\varphi+\beta} r_p^2 d\tau.$$

Площадь камеры  $ABB_1 A_1$ , определенная как разность площадей  $ABO_1$  и  $A_1 B_1 O_1$ ,

$$S = \frac{1}{2} \int_{\varphi}^{\varphi+\beta} 2e^2 \cos^2 \tau d\tau + \frac{1}{2} \int_{\varphi}^{\varphi+\beta} 2e \cos \tau \sqrt{e^2 \cos^2 \tau + R^2 - e^2} d\tau + \\ + \frac{1}{2} \int_{\varphi}^{\varphi+\beta} (R^2 - r_p^2 - e^2) d\tau.$$

После вычислений

$$S = \frac{e^2}{4} [\sin 2(\varphi + \beta) - \sin 2\varphi] + \\ + \frac{Re}{2} \left\{ \sin(\varphi + \beta) \sqrt{1 - \left[ \frac{e}{R} \sin(\varphi + \beta) \right]^2} - \right. \\ \left. - \sin \varphi \sqrt{1 - \left( \frac{e}{R} \sin \varphi \right)^2} + \frac{R}{e} \arcsin \left[ \frac{e}{R} \sin(\varphi + \beta) \right] - \right. \\ \left. - \frac{R}{e} \arcsin \left( \frac{e}{R} \sin \varphi \right) \right\} + \frac{R^2 - r_p^2 - e^2}{2} \beta. \quad (4)$$

Наибольшая величина площади камеры между пластинами определится, если в уравнении (4) принять  $\varphi = -\frac{\beta}{2}$  (рис. 3):

$$S_{\max} = \frac{e^2}{2} \sin \beta + Re \sin \frac{\beta}{2} \sqrt{1 - \left( \frac{e}{R} \sin \frac{\beta}{2} \right)^2} + \\ + R^2 \arcsin \left( \frac{e}{R} \sin \frac{\beta}{2} \right) + \frac{R^2 - r_p^2 - e^2}{2} \beta. \quad (5)$$



Наименьшая величина площади камеры между пластинами определится, если в уравнении (4) принять  $\varphi = \pi - \frac{\beta}{2}$  (рис. 3):

$$S_{\min} = \frac{e^2}{2} \sin \beta - Re \sin \frac{\beta}{2} \sqrt{1 - \left( \frac{e}{R} \sin \frac{\beta}{2} \right)^2} - R^2 \arcsin \left( \frac{e}{R} \sin \frac{\beta}{2} \right) + \frac{R^2 - r_p^2 - e^2}{2} \beta. \quad (6)$$

Теоретическая производительность насоса

$$Q_T = (S_{\max} - S_{\min}) B n z,$$

где  $B$  — ширина ротора;  
 $n$  — скорость вращения ротора в об/мин.

Подставляя в последнее уравнение значения  $S_{\max}$  и  $S_{\min}$ , определяемые уравнениями (5) и (6), получим

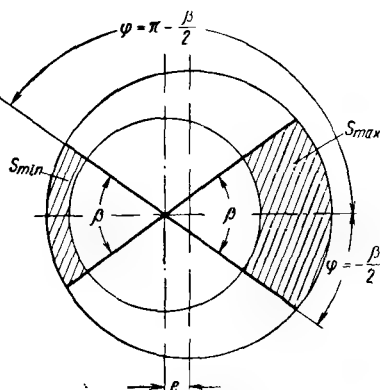


Рис. 3. Схема для расчета площадей  $S_{\max}$  и  $S_{\min}$  камер между пластинами

$$Q_T = 2R \left[ e \sin \frac{\beta}{2} \sqrt{1 - \left( \frac{e}{R} \sin \frac{\beta}{2} \right)^2} + R \arcsin \left( \frac{e}{R} \sin \frac{\beta}{2} \right) \right] B n z.$$

Ввиду того, что обычно  $\frac{e}{R} \leq 0,1$ , без существенной погрешности можно принять

$$\sqrt{1 - \left( \frac{e}{R} \sin \frac{\beta}{2} \right)^2} \approx 1;$$

$$\arcsin \frac{e}{R} \approx \frac{e}{R}.$$

Тогда

$$Q_T = 4ReBnz \sin \frac{\beta}{2}.$$

Так как  $\beta = \frac{2\pi}{z}$ , последнее уравнение можно написать в следующем виде:

$$Q_T = 4\pi ReBn \frac{\sin \frac{\pi}{z}}{\frac{\pi}{z}}.$$

Обозначим

$$\frac{\sin \frac{\pi}{z}}{\frac{\pi}{z}} = k, \quad (7)$$

тогда

$$Q_T = 0,01256kReBn \text{ л/мин}, \quad (8)$$

где  $R$ ,  $e$ ,  $B$  — выражены в см;

$k$  — коэффициент, зависящий от числа пластин, значения которого приведены ниже [10].

| $z$ | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $k$ | 0,827 | 0,900 | 0,936 | 0,956 | 0,968 | 0,977 | 0,980 | 0,984 |

В уравнении (8) не учитывается уменьшение производительности насоса на величину, зависящую от объема пластин, которая может быть выражена следующим образом:

$$q = (L - l) B b z n$$

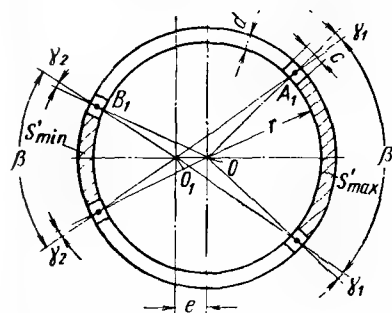
или

$$q = 2eBbzn,$$

где  $b$  — толщина пластины (см. рис. 1).

Однако из рис. 1 следует, что такое же количество рабочей жидкости будет подано в полость нагнетания вследствие всасывающего и нагнетающего действия пластин. Поэтому корректировать уравнение (8) на величину, учи-

Рис. 4. Схема для расчета подачи рабочей жидкости, осуществляемой ползушками



тывающую влияние объема пластин, нет необходимости.

В конструкциях с принудительным ведением пластин подачу рабочей жидкости осуществляют также ползушки 5 (см. рис. 1) [10]. Для определения этой подачи необходимо вычислить площади  $S'_{\max}$  и  $S'_{\min}$  (рис. 4) между ползушками:

$$S'_{\max} = r(\beta + 2\gamma_1)d - cd;$$

$$S'_{\min} = r(\beta - 2\gamma_2)d - cd.$$

Подача рабочей жидкости ползушками, расположенными в обоих кольцевых канавках,

$$q = 2(S'_{\max} - S'_{\min})h dz n$$

или

$$q = 4r (\gamma_1 + \gamma_2) h \, dzn,$$

где  $h$  — глубина кольцевой канавки.

Из треугольника  $OO_1A_1$

$$\frac{e}{\sin \gamma_1} = \frac{r}{\sin \frac{\beta}{2}},$$

откуда

$$\gamma_1 = \arcsin \left( \frac{e}{r} \sin \frac{\beta}{2} \right).$$

Из треугольника  $OO_1B_1$

$$\frac{e}{\sin \gamma_2} = \frac{r}{\sin \left( \pi - \frac{\beta}{2} \right)},$$

откуда

$$\gamma_2 = \arcsin \left( \frac{e}{r} \sin \frac{\beta}{2} \right).$$

Ввиду малой величины отношения  $\frac{e}{r}$  принимаем

$$\arcsin \left( \frac{e}{r} \sin \frac{\beta}{2} \right) \approx \frac{e}{r} \sin \frac{\beta}{2},$$

тогда

$$q = 8eh \, dzn \sin \frac{\beta}{2}$$

или, с учетом коэффициента  $k$

$$q = 0,02512keh \, dn \, \text{л/мин}, \quad (9)$$

где  $e, h, d$  выражены в см.

Полная теоретическая производительность насоса определится суммой выражений (8) и (9).

$$Q_T = 0,01256ken (BR + 2hd) \, \text{л/мин}. \quad (10)$$

Формула (10) показывает, что производительность насосов однократного действия прямо пропорциональна величине эксцентриситета  $e$ , которая может изменяться, если центр статора смещать относительно центра ротора, что конструктивно осуществимо.

Поэтому насосы однократного действия могут выполняться регулируемые, для чего в их конструкции должен быть преду-

смотрен механизм для изменения величины эксцентриситета (см. стр. 81—87).

**Насосы однократного действия с двумя пластинами.** Принципиальная схема работы, представленная на рис. 1, пригодна для насосов, у которых число пластин  $z$  не менее 3. При  $z = 2$  угол между пластинами  $\beta = \pi$ , и принципиальная схема работы насоса должна быть выполнена так, как показано на рис. 5. Существенная разница между насосами, построенными по схемам,

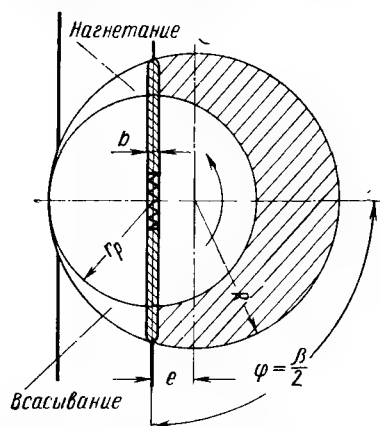


Рис. 5. Принципиальная схема работы пластинчатого насоса однократного действия с двумя пластинами

представленным на рис. 1 и 5, заключается в том, что для создания уплотнения между полостями нагнетания и всасывания в насосе, работающем по схеме, приведенной на рис. 5, ротор должен иметь контакт со статором. В насосе, работающем по схеме, показанной на рис. 1, уплотнение между полостями создается пластинами на дуге уплотнительной перемычки, соответствующей углу  $\epsilon$ . Отмеченная особенность позволяет на основе схемы, представленной на рис. 5, конструировать только нерегулируемые насосы. Прижим пластин к внутренней поверхности статора осуществляется при помощи пружины.

Для определения производительности такого насоса надо вычислить заштрихованную на рис. 5 площадь, величина которой определится уравнением (6) после подстановки в него  $\beta = \pi$

$$S_{\text{I max}} = \frac{\pi}{2} (R^2 - r_p^2 - e^2) + 2Re.$$

Теоретическая производительность насоса (без учета объема пластин)

$$Q_T = 2Bn \left[ \frac{\pi}{2} (R^2 - r_p^2 - e^2) + 2Re \right]. \quad (11)$$

Вследствие влияния объема пластин производительность уменьшится на величину  $q = 4eBbn$ . Поэтому, окончательно, производительность насоса с двумя пластинами

$$Q_T = 0,002Bn \left[ \frac{\pi}{2} (R^2 - r_p^2 - e^2) + 2e(R - b) \right] \text{ л/мин.} \quad (12)$$

Во всех рассмотренных насосах давление рабочей жидкости действует на ротор и нагружает его силой, величина которой определяется уравнением

$$P = 2pr_p B \text{ кг}, \quad (13)$$

где  $p$  — давление рабочей жидкости в  $\text{кг/см}^2$ .

Эта нагрузка, действующая на ротор, передается на вал и далее на опоры. Поэтому величина давления рабочей жидкости ограничивается приемлемыми конструктивными размерами валов и подшипников, во избежание чрезмерного увеличения которых пластинчатые насосы однократного действия проектируют обычно на давление, не превышающее  $105 \text{ кг/см}^2$ .

### **НАСОСЫ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ**

Наиболее известная и простая принципиальная схема работы насоса двойного действия представлена на рис. 6. Особенностью насосов этого типа является то, что пластины 2, свободно перемещающиеся в пазах ротора 1, при пуске насоса выбрасываются центробежной силой и в дальнейшем при работе контакт пластин с кривой статора 3 осуществляется под действием центробежной силы и давления нагнетаемой жидкости, которая для этой цели подводится в кольцевую канавку 4. Процессы всасывания и нагнетания осуществляют камеры насоса, каждая из которых образуется двумя соседними пластинами, внутренней поверхностью статора, наружной цилиндрической поверхностью ротора и двумя торцовыми поверхностями распределительных дисков. При вращении ротора в направлении, указанном стрелкой, площадь  $CDD_1C_1$  камеры всасывания увеличивается, а следовательно, увеличивается и объем камеры, в которой образуется разрежение, в результате чего камера заполняется всасываемой рабочей жидкостью.

В то же время площадь  $ABB_1A_1$  камеры нагнетания уменьшается, что соответствует уменьшению объема всей камеры, и рабочая жидкость вытесняется в напорную магистраль. Для изоляции напорной магистрали от всасывающей на распределительных дисках выполняются переключки на дуге, соответствующей углу  $\epsilon$ , величина которого определяется выражением (1). Профиль статора внутри угла  $\epsilon$  образуется радиусом  $r_0$ , проведенным из центра  $O$ . За один оборот ротора каждая камера 2 раза производит всасывание и нагнетание рабочей жидкости, и поэтому насосы, работающие по такому принципу, получили название насосов двойного действия. Таким образом, рассматриваемый насос имеет две полости всасывания и две полости нагнетания, которые соединяются в одну всасывающую и одну напорную магистрали обводными каналами (см. рис. 6). Такое выполнение насоса позволяет уравновесить давление рабочей жидкости на

ротор насоса, действующее в двух полостях нагнетания, расположенных диаметрально противоположно, и разгрузить подшипники. Для полной уравновешенности число камер, равное числу пластин, должно быть четным.

Теоретическая производительность насоса двойного действия определится как разность объемов двух камер (заштрихованные площади на рис. 6), умноженная на число образованных пласти-

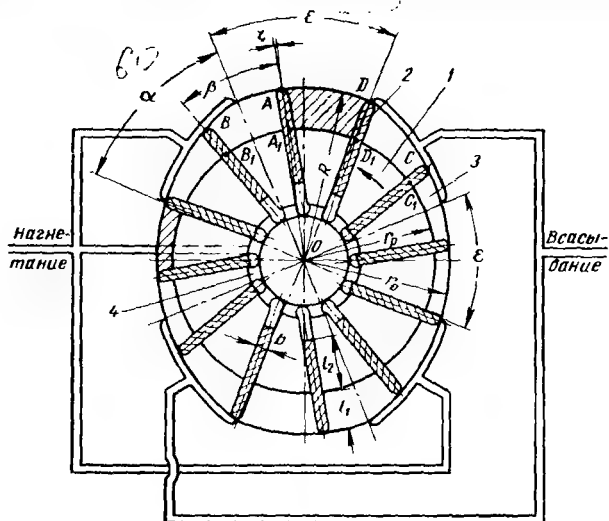


Рис. 6. Принципиальная схема работы пластинчатого насоса двойного действия

нами камер и скорость вращения ротора с учетом двойного действия насоса:

$$Q_T = 2 \left[ \frac{1}{2} (R^2 - r_p^2) \beta - \frac{1}{2} (r_0^2 - r_p^2) \beta \right] B n z.$$

Так как  $\beta = \frac{2\pi}{z}$ , то

$$Q_T = 2\pi B n (R^2 - r_0^2).$$

С учетом объема, занимаемого пластинами, эта производительность должна быть уменьшена на величину

$$q = \frac{2(R - r_0) B b z n}{\cos \xi}. \quad (14)$$

Окончательно,

$$Q_T = 0,002 B n (R - r_0) \left[ \pi (R + r_0) - \frac{b z}{\cos \xi} \right] \text{ л/мин}, \quad (15)$$

где  $R$  и  $r_0$  — радиусы профиля статора с общим центром в точке  $O$  в см;

$B$  — ширина ротора в см;

$n$  — скорость вращения ротора в об/мин;

$b$  — толщина пластин в см;

$z$  — число пластин;

$\zeta$  — угол наклона пластин на радиусе  $R$ .

Таким образом, производительность насосов двойного действия пропорциональна разности большого и малого радиусов статора, которая для данной конструкции насоса является величиной постоянной и в процессе его работы изменяться не может. Поэтому насосы двойного действия выполняются только как нерегулируемые.

### ПРОФИЛЬ КРИВОЙ СТАТОРА В НАСОСАХ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Существенное значение для работы насоса имеет профиль кривой статора, который определяет кинематику и динамику пластины. Профиль кривой должен быть выбран таким образом, чтобы отсутствовали удары первого рода, т. е. мгновенное конечное изменение скорости пластины относительно ротора, в результате которого силы инерции теоретически возрастают до бесконечности [14]. При этом возможен отрыв пластины от профиля кривой статора, что приводит к ненормальному шуму насоса и быстрому износу пластин и статора.

Если представить себе пластину, расположенную радиально в пазу ротора (рис. 7), координаты точки касания  $a$  которой со статором в полярных координатах  $\rho$  и  $\varphi$ , причем ротор вращается по стрелке с угловой скоростью  $\omega$ , то скорость пластины относительно ротора будет  $\frac{d\rho}{dt}$ . Если, например, профиль кривой статора выполняется по спирали Архимеда (такой профиль применялся в насосах старой конструкции), то уравнение этой кривой в полярных координатах запишется следующим образом:

$$\rho = r_0 + a\varphi, \quad (16)$$

где

$$a = \frac{R - r_0}{\alpha}; \quad \varphi = \omega t;$$

отсюда

$$\frac{d\rho}{dt} = \omega a.$$

Следовательно, в точке  $b$  скорость пластины относительно ротора мгновенно изменится от 0 до величины  $\omega a$ , что и вызовет удар первого рода.

Этого недостатка лишен также применявшийся ранее профиль, образованный сопряжением касательной к окружности радиуса  $r_0$  с дугой радиуса  $r_1$ , которая, в свою очередь, сопрягается с окружностью радиуса  $R$  (рис. 8). Радиус  $r_1$  определяется уравнением

$$r_1 = \frac{r_0 - R \cos \alpha}{1 - \cos \alpha}.$$

Уравнение касательной в полярных координатах на участке  $sr$  будет

$$\rho = \frac{r_0}{\cos \psi}. \quad (18)$$

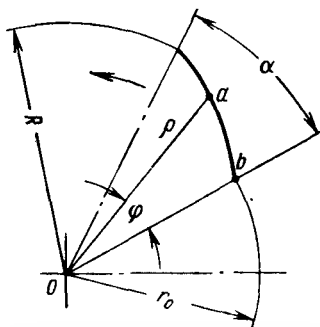


Рис. 7. Схема для расчета профиля статора пластинчатого насоса двойного действия

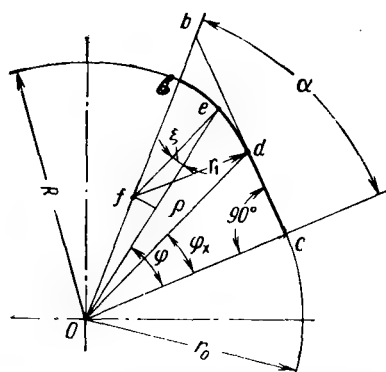


Рис. 8. Профиль статора пластинчатого насоса двойного действия с прямолинейным участком

Уравнение дуги  $ad$  окружности радиуса  $r_1$  в полярных координатах определится из треугольника  $Oef$ , для которого

$$\sin \xi = \frac{(R - r_1) \sin (\alpha - \varphi)}{r_1};$$

$$\rho = (R - r_1) \cos (\alpha - \varphi) + \sqrt{r_1^2 + (R - r_1)^2 \sin^2 (\alpha - \varphi)}. \quad (19)$$

Координату  $\varphi_x$  точки  $d$ , в которой окружность радиуса  $r_1$  сопрягается с касательной, можно установить из подобных треугольников  $fdb$  и  $Obc$

$$\varphi_x = \arctg \frac{\sin \alpha (R - r_0)}{r_0 (1 - \cos \alpha)}. \quad (20)$$

Из этого уравнения следует вывод, что чем меньше разность  $R - r_0$ , тем больше точка  $d$  приближается к точке  $c$ , и наоборот, с увеличением разности  $R - r_0$  точка  $d$  удаляется от точки  $c$ .



Из уравнения (18) определим скорость пластины относительно ротора на участке касательной  $cd$ :

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\omega r_0 \sin \varphi}{\cos^2 \varphi}. \quad (21)$$

Скорость пластины относительно ротора на участке дуги  $ad$  окружности радиуса  $r_1$  определится из уравнения (19)

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dt} = & (R - r_1) \sin(\alpha - \varphi) \omega + \\ & + \frac{\omega (R - r_1)^2 \sin 2(\alpha - \varphi)}{2 \sqrt{r_1^2 + (R - r_1)^2 \sin^2(\alpha - \varphi)}}. \end{aligned} \quad (22)$$

График изменения скорости  $\frac{dp}{dt}$  в зависимости от угла поворота ротора  $\varphi$ , построенный по уравнениям (21) и (22) для слу-

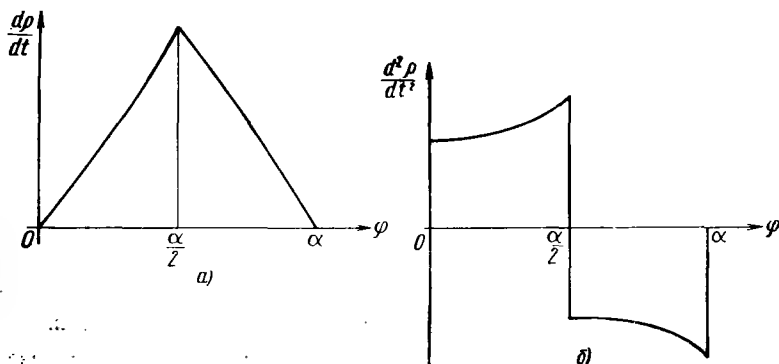
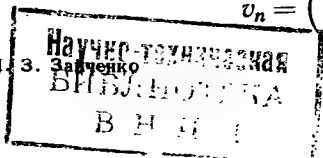


Рис. 9. Изменение скорости (а) и ускорения (б) пластины в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ротора для профиля статора, показанного на рис. 8

чая  $\alpha = \frac{\pi}{4}$  и  $\text{arctg } \varphi_x = \frac{\pi}{8}$  (рис. 9), указывает на плавное нарастание скорости от 0 до максимального значения с последующим убыванием скорости до 0. Кроме относительной скорости  $\frac{dp}{dt}$  пластина имеет еще переносную скорость  $v_n$ . На рис. 10 представлено графическое сложение скоростей  $\frac{dp}{dt}$  и  $v_n$ , выполненное для точки контакта пластины со статором на касательной (точка а) и на дуге окружности радиуса  $r_1$  (точка б). В результате сложения определится абсолютная скорость пластины. Построение выполнено для скоростей центра тяжести пластины, длина которой обозначена  $l$ . Поэтому переносная скорость определяется уравнением

$$v_n = \left( \rho - \frac{l}{2} \right) \omega. \quad (23)$$



Рассмотренный профиль, с точки зрения скоростей пластины, удовлетворяет предъявленному выше основному требованию, т. е. обеспечивает отсутствие ударов первого рода.

При анализе ускорений во время движения точки  $a$  контакта пластины со статором на участке касательной (без учета давления рабочей жидкости под пластинами) имеют место следующие ускорения, действующие на пластину (рис. 11):

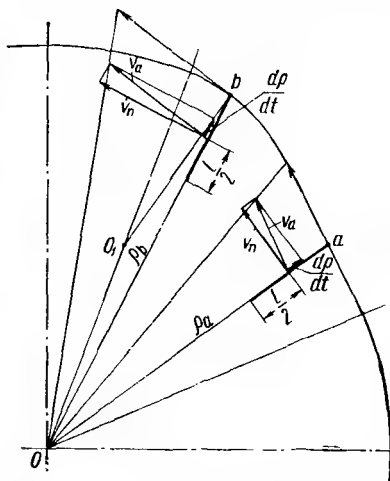


Рис. 10. Графическое сложение относительной  $\frac{d\rho}{dt}$  и переносной  $v_n$  скоростей

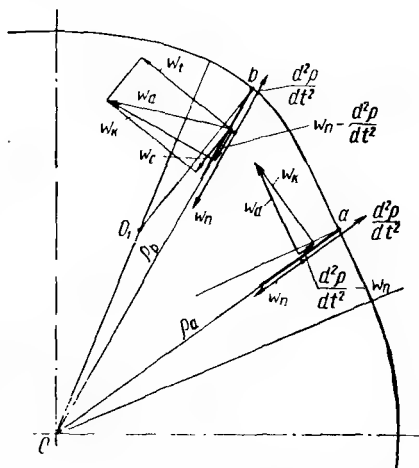


Рис. 11. Графическое сложение относительного  $\frac{d^2\rho}{dt^2}$ , переносного  $w_n$  и кориолисова  $w_k$  ускорений

1) относительное ускорение  $\frac{d^2\rho}{dt^2}$ , определяемое дифференцированием уравнения (21), график изменения которого представлен на рис. 9:

$$\omega^2 \cdot \frac{d^2\rho}{dt^2} = \omega^2 r_0 \frac{\cos^2 \varphi + 2 \sin^2 \varphi}{\cos^3 \varphi}; \quad (24)$$

2) переносное ускорение  $w_n$ , которое при равномерном вращении ротора является центростремительным ускорением и определяется уравнением

$$w_n = \omega^2 \left( \rho - \frac{l}{2} \right); \quad (25)$$

3) кориолисово ускорение

$$w_k = 2\omega \frac{d\rho}{dt}. \quad (26)$$

Сложение этих ускорений дает абсолютное ускорение центра тяжести пластины  $\omega_a$ . При сложении ускорений замечаем, что  $\frac{d^2\rho}{dt^2} > \omega_n$ , причем

$$\frac{d^2\rho}{dt^2} - \omega_n = \omega^2 \left( \frac{2r_0 \sin^2 \varphi}{\cos^3 \varphi} + \frac{l}{2} \right).$$

Разность этих ускорений направлена от центра  $O$  к периферии, а соответствующая сила инерции направлена к центру  $O$ ; следовательно, прижим пластины к статору за счет центробежной силы не обеспечивается.

Такое же сложение ускорений для точки  $b$ , расположенной на дуге окружности радиуса  $r_1$ , позволяет установить, что  $\omega_n > \frac{d^2\rho}{dt^2}$ . В этом случае с некоторым приближением можно рассматривать движение пластины относительно центра кривизны  $O$ , с учетом центростремительного ускорения  $\omega_c$  (при движении пластины на участке касательной это центростремительное ускорение равнялось нулю, так как радиус кривизны представлял собой нормаль к касательной и, следовательно, равнялся бесконечности). Сложение центростремительного ускорения  $\omega_c$  (см. рис 11) с касательным ускорением  $\omega_t$  дает абсолютное ускорение  $\omega_a$ , проекция которого на направление относительного движения пластины  $\omega_n - \frac{d^2\rho}{dt^2} > 0$ . Поэтому при движении точки контакта по дуге радиуса  $r_1$  сила инерции направлена к периферии, и пластина прижимается к статору центробежной силой.

Таким образом, сопряжение касательной с дугами окружности не обеспечивает прижима пластины к статору за счет центробежной силы, и поэтому профиль статора не должен включать прямолинейных участков.

Из приведенного анализа можно сделать вывод о том, что при выборе профиля кривой статора должны быть удовлетворены два требования: 1) скорость пластины относительно ротора должна плавно изменяться от 0 до максимального значения с последующим плавным убыванием до 0; 2) центростремительное ускорение  $\omega_n$  должно превышать относительное ускорение  $\frac{d^2\rho}{dt^2}$  на величину, произведение которой на массу пластины достаточно для преодоления силы ее трения в пазу ротора. Ввиду того, что данные о величине этой силы трения отсутствуют, в дальнейшем теоретическом анализе принимается условие:  $\omega_n - \frac{d^2\rho}{dt^2} \geq 0$ .

В качестве первого варианта, удовлетворяющего этим требованиям, установим уравнение кривой профиля статора, обеспечивающего постоянное ускорение пластины относительно ротора. График изменения скорости и ускорения пластины для этого слу-

чая представлен на рис. 12. При изменении угла  $\varphi$  поворота ротора в пределах от 0 до  $\frac{\alpha}{2}$  условие постоянства ускорения запишется как

$$\frac{d^2\rho}{dt^2} = \omega^2 A,$$

где  $A$  — некоторая постоянная величина, пока неизвестная.

Отсюда

$$\frac{d\rho}{dt} = \omega^2 A t + c_1.$$

Так как

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{d\rho}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt},$$

а

$$\varphi = \omega t,$$

то

$$\frac{d\rho}{d\varphi} = A\varphi + c_1.$$

При  $\varphi = 0$

$$\frac{d\rho}{dt} = 0; \quad \frac{d\rho}{d\varphi} = 0; \quad c_1 = 0.$$

Тогда

$$\rho = \int A\varphi d\varphi + c_2 = \frac{A\varphi^2}{2} + c_2;$$

при  $\varphi = 0, \rho = r_0; c_2 = r_0.$

Следовательно,  $\rho = r_0 + \frac{A\varphi^2}{2}$ . Примем, что при  $\varphi = \frac{\alpha}{2}, \rho = R$ , тогда

$$A = \frac{4(R - r_0)}{\alpha^2}.$$

Окончательно уравнение кривой при изменении  $\varphi$  от 0 до  $\frac{\alpha}{2}$  запишется в следующем виде:

$$\rho = r_0 + \frac{2(R - r_0)}{\alpha^2} \varphi^2. \quad (27)$$

Из уравнения (27)

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{4(R-r_0)\omega}{\alpha^2} \varphi; \quad (28)$$

$$\frac{d^2\rho}{dt^2} = \frac{4(R-r_0)}{\alpha^2} \omega^2. \quad (29)$$

Установим уравнение кривой при изменении  $\varphi$  от  $\frac{\alpha}{2}$  до  $\alpha$ .  
В этом случае условие постоянства ускорения

$$\frac{d^2\rho}{dt^2} = -\omega^2 \frac{4(R-r_0)}{\alpha^2}.$$

Интегрированием находим

$$\frac{d\rho}{dt} = -\omega^2 \frac{4(R-r_0)}{\alpha^2} t + c_1;$$

$$\frac{d\rho}{d\varphi} = -\frac{4(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi + c_1.$$

Из уравнения (28) определяем  $\frac{d\rho}{d\varphi}$  при  $\varphi = \frac{\alpha}{2}$ ;

$$\frac{d\rho}{d\varphi} = \frac{2(R-r_0)}{\alpha},$$

что дает возможность определить  $c_1$ :

$$c_1 = \frac{4(R-r_0)}{\alpha}.$$

Подставив значение  $c_1$  в уравнение для  $\frac{d\rho}{d\varphi}$ , получим

$$\frac{d\rho}{d\varphi} = \frac{4(R-r_0)}{\alpha} - \frac{4(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi.$$

Интегрированием получим

$$\rho = \frac{4(R-r_0)}{\alpha} \varphi - \frac{4(R-r_0)}{2\alpha^2} \varphi^2 + c_2.$$

Для определения  $c_2$  воспользуемся уравнением (27), согласно которому при  $\varphi = \frac{\alpha}{2}$  величина  $\rho = r_0 + \frac{R-r_0}{2}$ ; тогда  $c_2 = 2r_0 - R$ . Окончательное уравнение кривой при изменении  $\varphi$  от  $\frac{\alpha}{2}$  до  $\alpha$  будет следующее:

$$\left[ \rho = 2r_0 - R + \frac{4(R-r_0)}{\alpha} \left( \varphi - \frac{\varphi^2}{2\alpha} \right) \right]. \quad (30)$$

Второе требование, предъявляемое к профилю, определяемому уравнениями (27) и (30), запишется как

$$\omega_n \geq \frac{4(R-r_0)}{\alpha^2} \omega^2.$$

Значение  $\omega_n$  примем минимальное (при  $\varphi = 0$ , когда  $\rho = r_0$ ), так как при увеличении  $\varphi$  левая часть неравенства будет увеличиваться; тогда

$$\omega^2 \left( r_0 - \frac{l}{2} \right) \geq \frac{4(R-r_0)}{\alpha^2} \omega^2. \quad (31)$$

Из этого неравенства можно установить наибольшую величину  $R$ , которая должна обеспечиваться при расчете:

$$R \leq \frac{(4+\alpha^2)}{4} r_0 - \alpha^2 \frac{l}{8}. \quad (32)$$

В зависимости от величины угла  $\alpha$  уравнение (32) может быть написано следующим образом:

1) при  $\alpha = \frac{\pi}{4}$  (при  $z = 8$ )

$$R \leq 1,155r_0 - 0,0775l; \quad (33)$$

2) при  $\alpha = \frac{\pi}{3}$  (при  $z = 12$ );

$$R \leq 1,27r_0 - 0,136l; \quad (34)$$

3) при  $\alpha = \frac{3}{8}\pi$  (при  $z = 16$ );

$$R \leq 1,347r_0 - 0,173l. \quad (35)$$

Второй вариант профиля кривой статора может быть разработан, исходя из синусоидального характера изменения скорости  $\frac{d\rho}{dt}$  и ускорения  $\frac{d^2\rho}{dt^2}$ , как это представлено на рис. 13.

Уравнение кривой для этого случая устанавливается расчетом, аналогичным приведенному выше, и может быть записано следующим образом:

$$\rho = r_0 + a\varphi - \frac{a\alpha}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\alpha} \varphi, \quad (36)$$

где

$$a = \frac{R-r_0}{\alpha}.$$

Из этого уравнения дифференцированием определяем скорость и ускорение пластины:

$$\frac{d\rho}{dt} = a\omega - a\omega \cos \frac{2\pi}{\alpha} \varphi; \quad (37)$$

$$\frac{d^2\rho}{dt^2} = \frac{2\pi}{\alpha} a\omega^2 \sin \frac{2\pi}{\alpha} \varphi. \quad (38)$$

Чтобы центростремительное ускорение превышало относительное, неравенство следует записать, приняв в уравнениях (36)

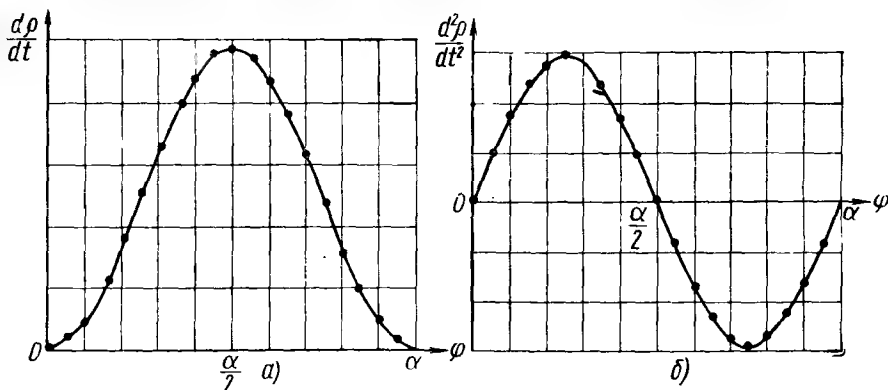


Рис. 13. Синусоидальное изменение скорости (а) и ускорения (б) пластины в зависимости от угла поворота ротора

и (38)  $\varphi = \frac{\alpha}{4}$ , так как при этой величине  $\varphi$  ускорение, определяемое уравнением (38), будет наибольшим:

$$\omega^2 \left( r_0 + \frac{R-r_0}{4} - \frac{R-r_0}{2\pi} - \frac{l}{2} \right) \geq \omega^2 \frac{2\pi(R-r_0)}{\alpha^2}.$$

Отсюда

$$R \leq \frac{(3\pi\alpha^2 + 2\alpha^2 + 8\pi^2) r_0 - 2\pi\alpha^2 l}{8\pi^2 - \pi\alpha^2 + 2\alpha^2}. \quad (39)$$

В зависимости от величины угла  $\alpha$ , значения  $R$ :

1) при  $\alpha = \frac{\pi}{4}$

$$R \leq 1,1r_0 - 0,05l; \quad (40)$$

2) при  $\alpha = \frac{\pi}{3}$

$$R \leq 1,176r_0 - 0,088l; \quad (41)$$

3) при  $\alpha = \frac{3}{8} \pi$

$$R \leq 1,23r_0 - 0,114l. \quad (42)$$

Третий вариант профиля кривой статора основывается на изменении скорости  $\frac{d\rho}{dt}$  по синусоиде и ускорения  $\frac{d^2\rho}{dt^2}$  по косинусоиде (рис. 14). Уравнение кривой

$$\rho = \frac{R + r_0}{2} - \frac{R - r_0}{2} \cos \frac{\pi}{\alpha} \varphi. \quad (43)$$

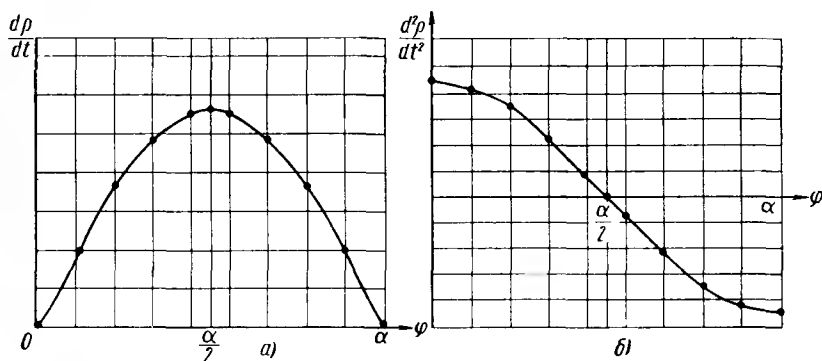


Рис. 14. Синусоидальное изменение скорости (а) и косинусоидальное изменение ускорения (б) пластины в зависимости от угла поворота ротора

Из этого уравнения дифференцированием получаем:

$$\frac{d\rho}{dt} = \omega \frac{R - r_0}{2} \cdot \frac{\pi}{\alpha} \sin \frac{\pi}{\alpha} \varphi; \quad (44)$$

$$\frac{d^2\rho}{dt^2} = \omega^2 \frac{R - r_0}{2} \cdot \frac{\pi^2}{\alpha^2} \cos \frac{\pi}{\alpha} \varphi. \quad (45)$$

Чтобы центростремительное ускорение превышало относительное, неравенство надо записать, приняв в уравнениях (43) и (45)  $\varphi = 0$ , так как в этот момент относительное ускорение будет наибольшим:

$$\omega^2 \left( \frac{R + r_0}{2} - \frac{R - r_0}{2} - \frac{l}{2} \right) \geq \omega^2 \frac{R - r_0}{2} \cdot \frac{\pi^2}{\alpha^2},$$

отсюда

$$R \leq \frac{\pi^2 + 2\alpha^2}{\pi^2} r_0 - \frac{\alpha^2}{\pi^2} l. \quad (46)$$



В зависимости от величины угла  $\alpha$  значения  $R$ :

$$1) \text{ при } \alpha = \frac{\pi}{4}$$

$$R \leq 1,124r_0 - 0,0622l; \quad (47)$$

$$2) \text{ при } \alpha = \frac{\pi}{3}$$

$$R \leq 1,22r_0 - 0,1098l; \quad (48)$$

$$3) \text{ при } \alpha = \frac{3}{8} \pi$$

$$R \leq 1,283r_0 - 0,141l. \quad (49)$$

Установка пластины в роторе с углом наклона  $\theta$ , что практикуется в ряде конструкций, вследствие малой величины  $\theta$ , не превышающей обычно  $10^\circ$ , не вносит существенных изменений в приведенные выше зависимости.

Зависимости между  $R$  и  $r_0$ , определяемые уравнениями (33)—(35), (40)—(42) и (47)—(49), основывались на превышении величины центростремительного ускорения над величиной относительного ускорения. В результате этого гарантируется прижим пластины к статору в полости всасывания без учета силы трения пластины в пазу при минимальном давлении подводимой под пластины рабочей жидкости, что имеет место при свободном ее сливе. Для насосов, работающих по схеме, приведенной на рис. 6, как показывает опыт, влияние величины этого давления позволяет несколько увеличить допустимые значения  $R$ , отбросив в правой части всех уравнений второй член. Тогда допустимые предельные значения отношения  $\frac{R}{r_0}$  (в зависимости от профиля кривой статора и числа пластин) могут быть сведены в табл. 1.

При пользовании таблицей нужно иметь в виду, что по опытным данным, основанным на принятых размерах нормально работающих насосов, должно быть обеспечено

$$\frac{l_1}{l_2} \leq 0,9, \quad (50)$$

где  $l_1$  — наибольшая длина выступающей из ротора части пластины;

$l_2$  — наименьшая длина части пластины, находящейся в пазу ротора (см. рис. 6).

Профиль статора, обеспечивающий синусоидальное изменение ускорения пластины согласно уравнению (36), теоретически является наиболее совершенным, как исключающий удары второго рода, однако допустимое отношение  $\frac{R}{r_0}$  (см. табл. 1) при этом профиле меньше, чем при двух других. Наибольшее допустимое отношение  $\frac{R}{r_0}$  обеспечивается при профиле статора со-

Допустимые предельные значения отношения  $\frac{\ddot{R}}{r_0}$  в зависимости от профиля кривой статора и числа пластин

| Углы $\alpha$ , внутри которых расположены кривые статора | Число пластин $z$ | Отношение $\frac{\ddot{R}}{r_0}$ кривой статора |                                                  |                                                |
|-----------------------------------------------------------|-------------------|-------------------------------------------------|--------------------------------------------------|------------------------------------------------|
|                                                           |                   | с постоянным ускорением пластины                | с косинусоидальным изменением ускорения пластины | с синусоидальным изменением ускорения пластины |
| $\frac{\pi}{4}$                                           | 8                 | 1,15                                            | 1,12                                             | 1,10                                           |
| $\frac{\pi}{3}$                                           | 12                | 1,27                                            | 1,22                                             | 1,17                                           |
| $\frac{3}{8}\pi$                                          | 16                | 1,34                                            | 1,28                                             | 1,23                                           |

гласно уравнениям (27) и (30), когда ускорение пластины постоянно. В ЭНИМСе были изготовлены статоры, выполненные по всем трем профилям, причем испытание их показало, что с точки зрения плавности и бесшумности работы насоса, статоры с профилями, определяемыми уравнениями (36) и (43), не имеют преимуществ по сравнению со статором, профиль которого выполнен по уравнениям (27) и (30).

Это объясняется тем, что для насосов, работающих по схеме, показанной на рис. 6, преобладающее значение для прижима пластины к статору во время процесса всасывания имеет сила давления рабочей жидкости на пластину:

$$P = p_n B b. \quad (51)$$

Эта сила даже при минимальном давлении  $p_n$  рабочей жидкости, т. е. при свободном, безнапорном ее сливе, значительно превышает силу инерции пластины, имеющей ничтожную массу ( $\sim 4$  г), и достаточна для преодоления силы трения пластины в пазу. Поэтому более целесообразно применять статоры не со сложным, а простым профилем, создающим постоянное ускорение пластины и обеспечивающим наибольшее отношение  $\frac{\ddot{R}}{r_0}$ . Расчет таких профилей статоров по уравнениям (27) и (30) хорошо совпадает с фактическими размерами статоров насосов и гидромоторов фирмы «Vickers».

На рис. 15 штриховой линией нанесены фактические размеры профиля статора насоса VC108-УА-6DD-6 фирмы «Vickers». Сплош-

ной линией дана кривая статора, построенная по уравнениям (27) и (30). На том же рисунке указано, что разность фактических и расчетных размеров не превышает 0,08 мм.

**Насосы двойного действия с разгруженными пластинами.** Величина давления, развиваемого насосами, работающими по рассмотренному выше принципу двойного действия, обычно не превышает 70 кг/см<sup>2</sup>.

Давление нагнетания рабочей жидкости, подводимой к кольцевой канавке 4 (см. рис. 6), для пластин, расположенных в зоне

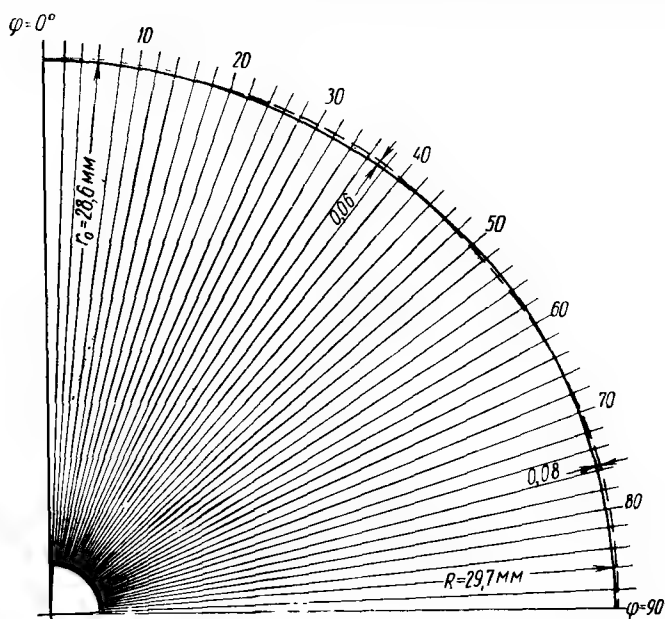


Рис. 15. Профили статоров насосов

нагнетания, в большей или меньшей степени уравнивается давлением масляной пленки в месте контакта тех же пластин с профильной кривой статора. Поэтому значительного износа профиля статора на участках, расположенных в зоне нагнетания, не наблюдается. На пластины же, находящиеся в зоне всасывания, действует сила, определяемая уравнением (51), которая при высоком давлении нагнетания вызывает существенный износ статора и пластин (см. стр. 181—187).

Разгрузка пластин в радиальном направлении от давления рабочей жидкости уменьшает износ статора и пластин и повышает долговечность насоса при работе на давлении, достигающем до 140 кг/см<sup>2</sup>. Разгрузка пластин позволяет также значительно

увеличить срок службы насосов в условиях их работы при давлении менее  $140 \text{ кг/см}^2$ .

Принципиальная схема одной из таких конструкций с разгруженными пластинами представлена на рис. 16 [27]. Всасывание рабочей жидкости осуществляется из магистрали 1, которая разветвляется на линии 2 и 3, ведущие к двум диаметрально

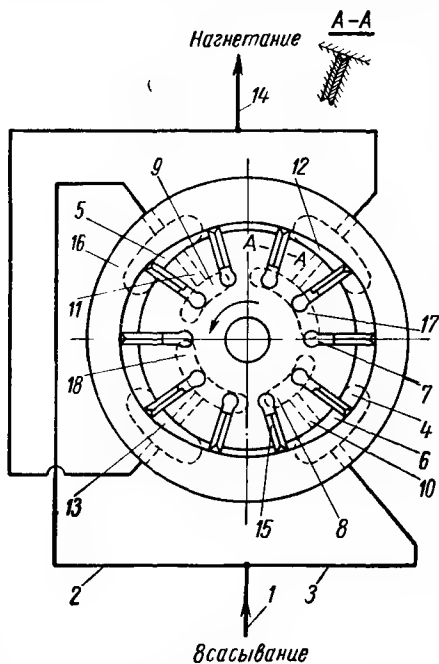


Рис. 16. Принципиальная схема пластинчатого насоса двойного действия с разгруженными пластинами при расположении двух пластин в каждом пазу ротора

дискам (сечение  $A-A$ ) и к статору 16, так что уплотнение между полостями всасывания и нагнетания осуществляется двумя кромками.

При прохождении пластинами полости всасывания пространство под пластинами соединяется с всасывающей магистралью, а при прохождении пластинами полости нагнетания пространство под пластинами соединяется с напорной магистралью, вследствие чего они разгружены в радиальном направлении от давления рабочей жидкости. Пластины производят всасывание и нагнетание рабочей жидкости, подобно поршням в роторно-поршневых насосах, причем эта подача прибавляется к основному потоку, нагнетаемому из камер между пластинами. Поэтому теоретиче-

противоположным полостям всасывания насоса. По каждой линии (2 и 3) рабочая жидкость подается в камеры 6 между пластинами через основные окна всасывания 4 и 5 и в камеры 7 под пластинами через вспомогательные окна всасывания 8 и 9, соединенные каналами 10 и 11 с основными окнами всасывания 4 и 5. Нагнетание рабочей жидкости из камер между пластинами осуществляется через основные окна нагнетания 12 и 13, а из камер 7 под пластинами — через вспомогательные окна нагнетания 17 и 18. Рабочая жидкость, нагнетаемая через окна 12, 13, 17 и 18, объединяется в общую напорную магистраль 14.

Особенностью описанной схемы является наличие в каждом пазу ротора двух пластин 15, имеющих скошенные кромки на гранях, примыкающих к боковым ди-

ская производительность такого насоса при обычно принятом радиальном расположении пластин определяется формулой

$$Q_r = 0,002\pi Bn(R - r_0)(R + r_0) \text{ л/мин.} \quad (52)$$

Во время процесса всасывания пластины не нагружаются давлением нагнетания, и единственной силой, прижимающей их к статору, является центробежная сила. Исходя из приведенного ранее неравенства (31), сила прижима пластины к статору

$$P_u = m\omega^2 \left[ r_0 - \frac{l}{2} - \frac{4(R - r_0)}{\alpha^2} \right] \kappa\Gamma, \quad (53)$$

где  $m$  — масса пластины в  $\kappa\Gamma \cdot \text{сек}^2/\text{м}$ ;

$R$ ,  $r_0$  и  $l$  — выражены в  $\text{м}$ .

Из этого уравнения можно сделать вывод о том, что повышение силы прижима может быть достигнуто увеличением массы пластины и повышением угловой скорости вращения ротора.

При исследовании насоса, выполненного по схеме, представленной на рис. 16, было установлено, что наибольшее значение  $R$ , при котором  $P_u = 0$ , определяется пределом неравенства (31), из которого может быть получено выражение

$$(R - r_0)_{\max} = \frac{\alpha^2}{4} \left( r_0 - \frac{l}{2} \right). \quad (54)$$

Как показал опыт, насосы, работающие по схеме, представленной на рис. 16, рассчитывать по уравнению (54) нельзя, потому что для преодоления силы трения пластины в пазу ротора сила  $P_u$ , определяемая уравнением (53), должна значительно отличаться от нуля. Поэтому для определения предельной величины  $(R - r_0)_{\max}$  может быть предложено следующее уравнение:

$$(R - r_0)_{\max} = \frac{\frac{\alpha^2}{4} \left( r_0 - \frac{l}{2} \right)}{k_3}, \quad (55)$$

где  $k_3$  — коэффициент, учитывающий силу трения пластины в пазу, определяемый экспериментально.

Для определения коэффициента  $k_3$  в ЭНИМСе были изготовлены четыре насоса, в которых были приняты различными размеры  $R - r_0$ , начиная от максимального значения, определяемого уравнением (54). Эти значения  $R - r_0$ , а также прочие размеры и технические характеристики насосов, приведены в табл. 2, из которой явствует, что для нормальной работы должно быть обеспечено  $k_3 \geq 2$ . Поэтому для расчета величины  $R$  может быть предложено следующее уравнение:

$$R \leq \left( 1 + \frac{\alpha^2}{8} \right) r_0 - \frac{\alpha^2 l}{16}. \quad (56)$$

Таблица 2

Значения коэффициента  $k_3$  для насоса с различными размерами статоров ( $\rho = 125 \text{ кг/см}^2$ ;  $n = 1500 \text{ об/мин}$ )

| Насосы   | Производительность насосов в л/мин | Основные размеры статоров насосов в мм | Сила прижима пластины к статору $P_4$ в кг | Коэффициент $k_3$ | Примечание                                                                       |
|----------|------------------------------------|----------------------------------------|--------------------------------------------|-------------------|----------------------------------------------------------------------------------|
| БГ12-23  | 35                                 | $R-r_0=3$ ;<br>$B=24$                  | 0,0367                                     | 1,19              | Работа насоса сопровождалась повышенным шумом и значительной пульсацией давления |
| БГ12-23А | 25                                 | $R-r_0=2,3$ ;<br>$B=24$                | 0,083                                      | 1,55              | Работа насоса сопровождалась повышенным шумом                                    |
| БГ12-22  | 18                                 | $R-r_0=1,8$ ;<br>$B=24$                | 0,116                                      | 1,98              | Насос работал хорошо                                                             |
| БГ12-21А | 5                                  | $R-r_0=1,4$ ;<br>$B=12$                | 0,071                                      | 2,54              | То же                                                                            |

\* Для всех насосов  $r_0 = 29 \text{ мм}$ ,  $l = 11,7 \text{ мм}$ .

Как показали испытания, существенным преимуществом насосов, работающих по схеме, приведенной на рис. 16, является высокий эффективный к. п. д., так как даже при высоких давлениях нагнетания сила прижима пластин к статору в процессе всасывания незначительна, а сила трения пластин о статор мала.

Тот же способ разгрузки пластин, но в применении к конструкции насосов, у которых в каждом пазу ротора расположена только одна пластина, представлен на рис. 17. В данном случае канавка 1 соединена с полостью всасывания, и при проходе пластин 2 по профилю кривой статора, соответствующему зоне всасывания, они всасывают рабочую жидкость и прижимаются к статору под действием центробежной силы и пружины 3. Для увеличения центробежной силы пластины делаются массивными, а для лучшей их радиальной разгрузки в моменты перехода из полости всасывания в полость нагнетания, предусмотрены отверстия 4 и канавки 5, сообщающие пространство под пластинами с камерой 6.

Принципиальными недостатками схемы, представленной на рис. 17, является возможность поломки пружин, работающих в условиях большого количества циклов нагружения и соответственно частых деформаций, вызывающих усталость металла, а также повышенное трение пластин о статор вследствие действия пружин 3, снижающее эффективный к. п. д.

Для обеспечения надежного уплотнения между пластиной и статором, требуется строго радиальное положение пазов в роторе и точное выполнение верхних кромок пластины, находящейся в контакте со статором; в противном случае будут иметь место значительные утечки рабочей жидкости через одну из верхних кромок пластины.

Для осуществления надежного прижима пластин к статору без использования пружин применяются схемы частичной загрузки пластин, в которых давление рабочей жидкости, прижимающее пластину к статору, действует не на всю площадь сечения пластины, а только на часть ее. В результате сила, прижимающая пластины к статору в зоне всасывания, может быть существенно уменьшена в сравнении с той же силой в конструкциях, работающих по принципиальной схеме, представленной на рис. 6.

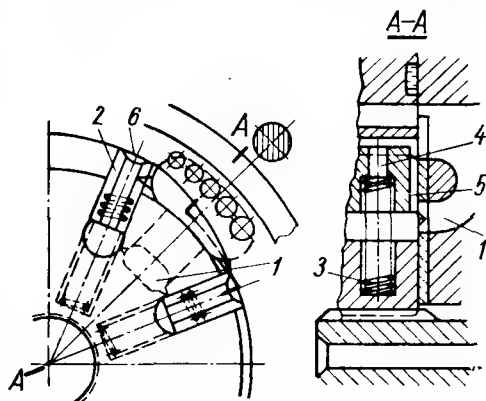


Рис. 17. Принципиальная схема работы пластинчатого насоса двойного действия с разгруженными пластинами при одной двухкромочной пластине в каждом пазу ротора

Один из таких способов [57] заключается в том, что верхняя часть пластины 1 насоса толще нижней (рис. 18, а). Соответственно форму имеют и пазы ротора 2. Пространство 3 под пластиной 1 соединяется с камерой 4 между двумя соседними пластинами при помощи канала 5 в роторе 2, в результате чего давление под пластинами равняется давлению в камере 4.

Для обеспечения надежной силы прижима пластины 1 к статору 12 камера 6, образованная выступами пластины 1 и ротора 2, сообщается с полостью нагнетания каналом 7 и кольцевыми канавками 8 и 9, выполненными в распределительных дисках 10 и 11.

Второй способ [58] также предусматривает соединение пространства 3 под пластиной 1 с камерой 4 между пластинами при помощи канала 5 (рис. 18, б). Для прижима пластины 1 к статору 12 камера 6 между пластиной 1 и вставкой 13, упирающейся в дно паза ротора (вставка 13 прямоугольного сечения) соединена с полостью нагнетания посредством каналов 14 и 15, образованных канавками в стенках паза ротора 2. Каналы 14 и 15 сообщаются с кольцевыми канавками 8 и 9 в распределительных дисках 10 и 11, а канавка 8 соединена с полостью нагнетания каналом 7. Таким образом, пластина прижимается к статору си-

лой, величина которой определяется давлением рабочей жидкости и площадью поперечного сечения вставки 13.

Третий способ [61] отличается от второго только тем, что вместо одной вставки прямоугольного сечения применено несколько

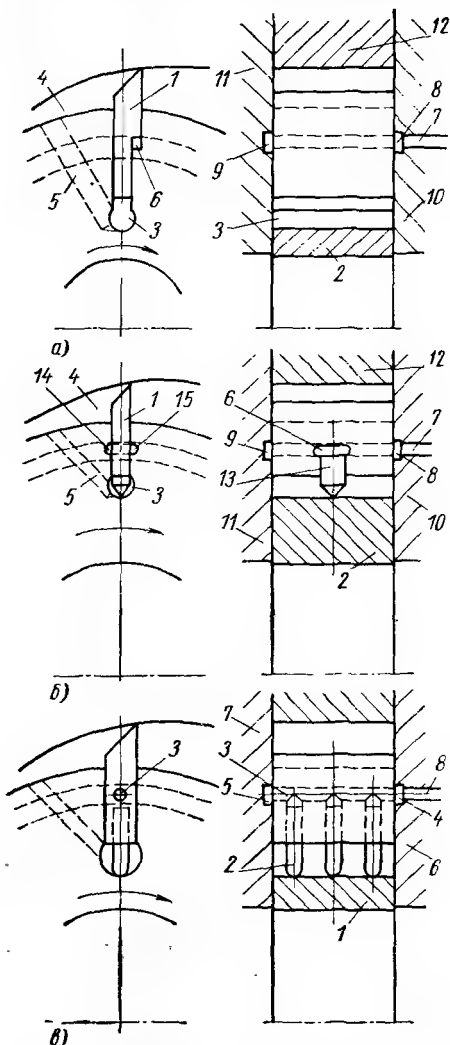


Рис. 18. Принципиальные схемы разгрузки пластин:

а — при ступенчатой пластине; б — при пластинчатой вставке; в — при нескольких цилиндрических стержнях

площадь, находящуюся под действием давления в напорной магистрали насоса 1. При таком способе производительность насоса 2

цилиндрических стержней 2 (рис. 8, в), упирающихся в дно паза ротора 1; отверстия в пластине, в которые вставлены стержни 2, соединяются с полостью нагнетания насоса через отверстие 3 в пластине кольцевыми канавками 4 и 5 в дисках 6 и 7 и каналом 8.

Для получения повышенного давления применяются также двухступенчатые пластинчатые насосы, которые соединяются последовательно (рис. 19). При таком соединении давление в напорной магистрали насоса 1 высокого давления должно в 2 раза превышать давление в напорной магистрали насоса 2 низкого давления, вследствие чего прижим пластин к статору в зоне всасывания насоса высокого давления будет происходить под действием давления, равного половине величины давления в магистрали высокого давления, и пластины таким образом разгружаются.

Первый способ решения этой задачи заключается в том, что к обоим насосам подключается ступенчатый клапан 3 (рис. 19, а), причем большая площадь этого клапана, на которую действует давление насоса 2, в 2 раза превышает меньшую площадь,



должна быть заведомо несколько больше производительности насоса 1, для того чтобы избыток рабочей жидкости, подаваемой насосом 2, сливался по каналу 4, и давление нагнетания этого насоса, в результате дросселирования потока торцом 5 клапана, автоматически поддерживалось равным половине величины давления в напорной магистрали насоса 1. Это достигается тем, что клапан, находящийся под действием двух давлений, автоматически устанавливается в положение равновесия.

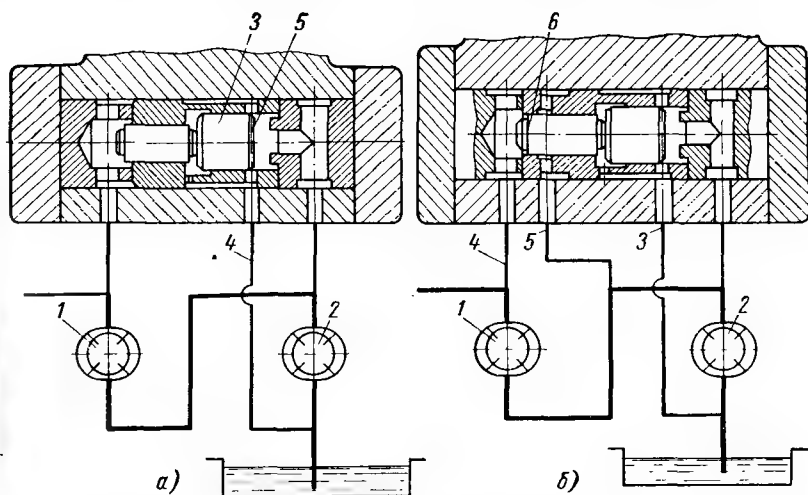


Рис. 19. Принципиальные схемы работы двухступенчатых пластинчатых насосов: а — производительность насоса первой ступени больше производительности насоса второй ступени; б — производительности насосов первой и второй ступени произвольно различны

При серийном производстве насосов такое решение задачи неудобно, так как при сборке может оказаться, что производительность насоса 1 несколько больше производительности насоса 2, и перестановка их потребует дополнительного времени. Поэтому конструкция клапана была несколько изменена (рис. 19, б). Если производительность насоса 2 больше производительности насоса 1, то клапан находится в положении, изображенном на рис. 19, б, и работа насосов происходит как описано выше. Если же производительность насоса 1 больше производительности насоса 2, то клапан передвигается вправо, прекращая соединение напорной магистрали насоса 2 с каналом 3. В этом случае насос 1 нагнетает избыточное количество рабочей жидкости по каналам 4 и 5 во всасывающую магистраль насоса 1 (нагнетающую магистраль насоса 2), причем автоматическое дросселирование потока, необходимое для равновесия клапана, осуществляется его кромкой 6. В результате производительность насоса 1 пони-

жается до производительности насоса 2. В насосах, работающих по такой схеме, давление нагнетания может быть доведено до  $140 \text{ кг/см}^2$ , а в насосах последних моделей — до  $210 \text{ кг/см}^2$ . В сравнении с насосами, выполненными по схемам, представленным на рис. 16 или 17, такой сдвоенный насос является менее совершенным, так как имеет значительно большие размеры и вес.

## ПЛАСТИНЧАТЫЕ ГИДРОМОТОРЫ

Пластинчатые насосы могут быть надежно обратимы только в том случае, если их конструкция предусматривает принудительный прижим пластин к статору при пуске. Поэтому насосы, в которых пластины имеют принудительное ведение, например, выполненные по схеме на рис. 1, пригодны для работы в качестве гидромоторов. В отличие от них насосы двойного действия, выпол-

ненные по схемам на рис. 6 или 16, необратимы, потому что при работе их в качестве гидромотора пластины не имеют принудительного контакта со статором.

Чтобы обеспечить работоспособность пластинчатых гидромоторов двойного действия, в их конструкцию вводят коромыслообразные пружины (рис. 20). Преимуществом такого решения вопроса в сравнении, например, с решением, представленным на рис. 17, является отсутствие частых деформаций проволоки пружины, так как последняя имеет только постоянный заранее устано-

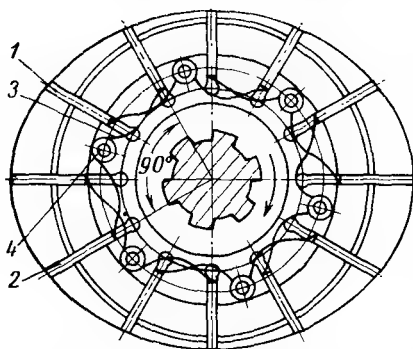


Рис. 20. Принципиальная схема работы пластинчатого гидромотора двойного действия с предварительным прижимом пластин к статору при помощи коромыслообразных пружин

вленный натяг, необходимый для прижима пластин к статору. В процессе работы гидромотора этот натяг не изменяется, потому что насколько пластина 1 переместится к центру ротора, настолько же парная с ней пластина 2, сдвинутая на  $90^\circ$ , переместится от того же центра. Поэтому коромыслообразная пружина 3 будет только поворачиваться относительно оси 4.

Другой способ осуществления предварительного прижима пластин к статору в гидромоторах двойного действия заключается в том, что рабочая жидкость подводится предварительно под пластины и лишь после того, как последние давлением рабочей жидкости будут выдвинуты из пазов и прижаты к статору, открывается клапан 1, и рабочая жидкость направляется в камеры гидромотора (рис. 21). Вследствие потери давления в клапане

давление под пластинами всегда выше давления в камерах, что одновременно является также и недостатком, так как вызывает потерю мощности в клапане, через который проходит весь поток рабочей жидкости, поступающей к гидромотору.

Из принципиальных схем, поясняющих возникновение крутящего момента в пластинчатом гидромоторе однократного действия (рис. 22), явствует, что крутящий момент, развиваемый гидромотором, равен разности моментов от давления рабочей жидкости на две пластины, находящиеся у противоположных уплотняющих перемычек. Крутящий момент, развиваемый на выдвинутой пластине,

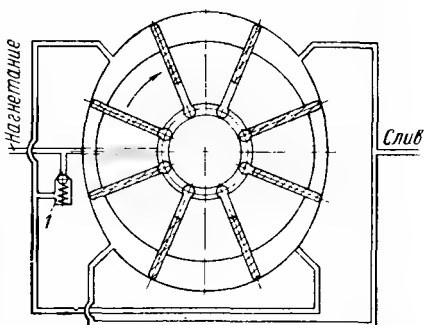


Рис. 21. Принципиальная схема работы пластинчатого гидромотора двойного действия с предварительным прижимом пластин к статору за счет перепада давления

$$M_1 = pB (r_1 - r_p) \left( r_p + \frac{r_1 - r_p}{2} \right) = \frac{pB}{2} (r_1^2 - r_p^2).$$

Крутящий момент на второй пластине

$$M_2 = \frac{pB}{2} (r_2^2 - r_p^2).$$

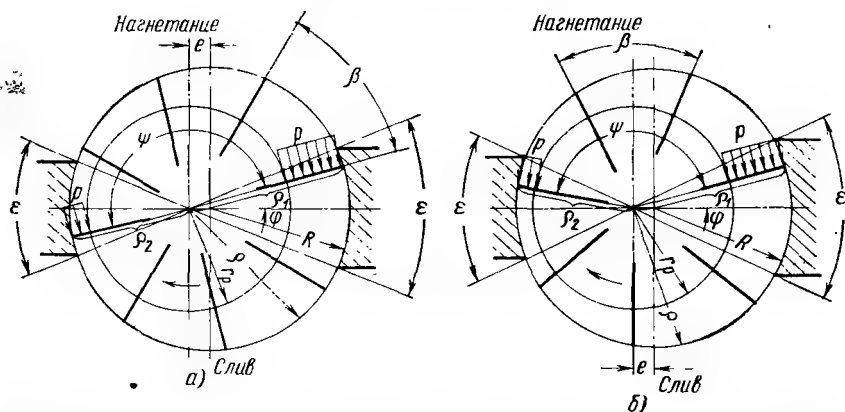


Рис. 22. Принципиальные схемы, поясняющие возникновение крутящего момента в пластинчатом гидромоторе однократного действия:  
а — с четным числом пластин; б — с нечетным числом пластин

Теоретический крутящий момент, развиваемый гидромотором,

$$M_T = M_1 - M_2 = \frac{pB}{2} (r_1^2 - r_2^2) \text{ кг} \cdot \text{см}, \quad (57)$$

где  $p$  — давление рабочей жидкости в  $\text{кг/см}^2$ .

Радиусы  $\rho_1$  и  $\rho_2$  в полярных координатах выражаются следующим образом:

$$\rho_1 = e \cos \varphi + \sqrt{e^2 \cos^2 \varphi + R^2 - e^2};$$

$$\rho_2 = e \cos (\varphi + \psi) + \sqrt{e^2 \cos^2 (\varphi + \psi) + R^2 - e^2}.$$

Здесь  $\psi$  — угол между радиусами  $\rho_1$  и  $\rho_2$ . Значения  $\rho_1$  и  $\rho_2$  можно записать также в следующем виде:

$$\rho_1 = e \cos \varphi + R \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R}\right)^2 (1 - \cos^2 \varphi)};$$

$$\rho_2 = e \cos (\varphi + \psi) + R \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R}\right)^2 [1 - \cos^2 (\varphi + \psi)]}.$$

Принимая во внимание, что  $\frac{e}{R} \leq 0,1$  и  $\varphi \leq \frac{\pi}{z}$ , а также допуская незначительную погрешность, можно записать:

$$\rho_1 = e \cos \varphi + R;$$

$$\rho_2 = e \cos (\varphi + \psi) + R.$$

Подставляя эти значения  $\rho_1$  и  $\rho_2$  в уравнение (57), получим

$$M_T = pBRe \left\{ \cos \varphi - \cos (\varphi + \psi) + \right. \\ \left. + \frac{e}{2R} [\cos^2 \varphi - \cos^2 (\varphi + \psi)] \right\}. \quad (58)$$

Для гидромоторов с четным числом пластин  $\psi = \pi$  и уравнение (58) принимает вид

$$M_T = 2pBRe \cos \varphi. \quad (59)$$

Уравнение (59) позволяет сделать вывод о том, что крутящий момент, развиваемый гидромотором, изменяется по закону косинуса при изменении угла  $\varphi$  от  $-\frac{\pi}{z}$  до  $+\frac{\pi}{z}$ , где  $\frac{\pi}{z} = \frac{\varepsilon}{2}$ .

Максимальное значение крутящего момента будет при  $\varphi = 0$

$$M_{\max} = 2pBRe. \quad (60)$$

Минимальное значение крутящего момента будет при  $\varphi = \frac{\pi}{z}$

$$M_{\min} = 2pBRe \cos \frac{\pi}{z}. \quad (61)$$

Для гидромоторов с нечетным числом пластин изменение крутящего момента выражается уравнением (58), которое при

$\frac{e}{R} \leq 0,1$  без существенной погрешности может быть записано в следующем виде:

$$M_T = pBRe[\cos \varphi - \cos(\varphi + \psi)], \quad (62)$$

где  $\psi = \pi - \frac{\pi}{z}$  — при изменении  $\varphi$  от  $\frac{\pi}{z}$  до 0;

$\psi = \pi + \frac{\pi}{z}$  — при изменении  $\varphi$  от 0 до  $-\frac{\pi}{z}$ .

На рис. 23, а показано изменение крутящего момента в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ротора для гидромотора с четным

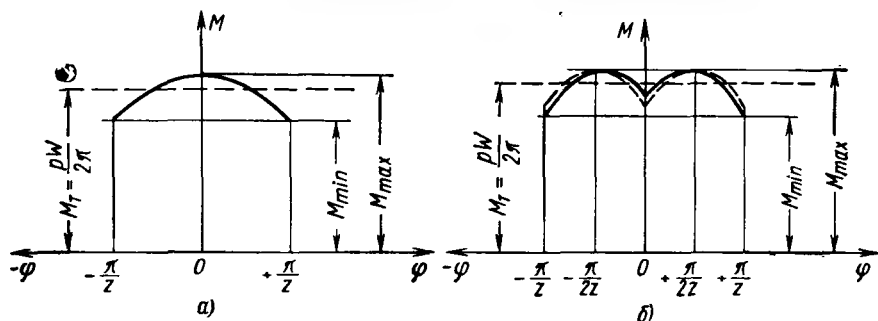


Рис. 23. Изменение крутящего момента  $M$  в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ротора для гидромотора:

а — с четным числом пластин; б — с нечетным числом пластин [сплошная линия — по уравнению (58), штриховая линия — по уравнению (62)]

числом пластин. График построен по уравнению (59). Графики для гидромотора с нечетным числом пластин построены по уравнениям (58) — сплошная линия и (62) — штриховая линия (рис. 23, б). Таким образом, в гидромоторах с нечетным числом пластин при вращении ротора крутящий момент также изменяется, но по более сложному закону, чем для гидромоторов с четным числом пластин.

При расчете гидромоторов (насосов) целесообразно определять величину теоретического крутящего момента, исходя из условия равенства мощности на валу гидромотора (насоса) и гидравлической мощности, что может быть записано уравнением

$$2\pi M_T n = p Q_T \text{ кг} \cdot \text{см}/\text{мин},$$

где  $M_T$  — теоретический крутящий момент в  $\text{кг} \cdot \text{см}$ ;

$n$  — скорость вращения вала в  $\text{об}/\text{мин}$ ;

$p$  — разность давлений в полостях нагнетания и слива в  $\text{кг}/\text{см}^2$ ;

$Q_T$  — расход гидромотора (насоса) в  $\text{см}^3/\text{мин}$ .

Вводя понятие рабочего объема, определяющее количество рабочей жидкости, проходящей через гидромотор (насос) за один оборот ( $W = \frac{Q_T}{n}$  см<sup>3</sup>/об), из последнего уравнения получим

$$M_T = \frac{pW}{2\pi} \text{ кг} \cdot \text{см.} \quad (63)$$

С учетом потерь на механическое и жидкостное трение крутящий момент, развиваемый гидромотором, выразится уравнением

$$M_{кр} = \frac{pW}{2\pi} \eta_m, \quad (64)$$

где  $\eta_m$  — механический к. п. д.

Для применения уравнения (63) к определению теоретического крутящего момента, развиваемого гидромотором однократного действия, из уравнения (8) можно определить рабочий объем

$$W = 12,56 BRek \text{ см}^3/\text{об.}$$

После подстановки этого значения в уравнение (63) находим:

$$M_T = 2pBRek \text{ кг} \cdot \text{см}, \quad (65)$$

где  $k$  определяется уравнением (7). Значение  $M_T$ , вычисленное по уравнению (65), нанесено на рис. 23 прямой штриховой линией.

Чтобы оценить, насколько велико изменение величины крутящего момента по отношению к развиваемому гидромотором теоретическому крутящему моменту, целесообразно ввести понятие о коэффициенте неравномерности крутящего момента, исходя из геометрического изменения объемов камер:

$$\delta_{мг} = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_T} 100\%. \quad (66)$$

Для гидромоторов с четным числом пластин, исходя из уравнений (60), (61) и (65), получим

$$\delta_{мг} = \frac{2pBRe \left(1 - \cos \frac{\pi}{z}\right)}{2pBRek} 100\%.$$

После подстановки значения  $k$ , определяемого уравнением (7), и преобразований находим

$$\delta_{мг} = \operatorname{tg} \frac{\pi}{2z} \cdot \frac{\pi}{z} 100\%. \quad (67)$$

Принимая  $\operatorname{tg} \frac{\pi}{2z} \cong \frac{\pi}{2z}$ , для приближенного определения коэффициента неравномерности  $\delta_{мг}$  гидромоторов с четным числом пластин получим следующее выражение:

$$\delta_{мг} = \frac{500}{z^2} \%. \quad (68)$$

Чтобы вычислить коэффициент неравномерности для гидромоторов с нечетным числом пластин, необходимо определить  $M_{\max}$  из уравнения (62), найдя угол  $\varphi$ , при котором крутящий момент имеет максимальное значение. Для этого вычисляем первую производную функции, выражаемой уравнением (62), и, приравняв ее нулю, находим корень полученного уравнения, который и определяет критическое значение переменного. Искомый корень  $\varphi = \frac{\pi}{2z}$ . Подставляя это значение  $\varphi$  в уравнение (62), определяем

$$M_{\max} = 2pBRe \cos \frac{\pi}{2z}. \quad (69)$$

Для вычисления минимального крутящего момента в уравнение (62) нужно подставить  $\varphi = \frac{\pi}{z}$

$$M_{\min} = pBRe \left( 1 + \cos \frac{\pi}{z} \right). \quad (70)$$

Коэффициент неравномерности крутящего момента согласно уравнению (66)

$$\delta_{m2} = \frac{pBRe \left[ 2 \cos \frac{\pi}{2z} - \left( 1 + \cos \frac{\pi}{z} \right) \right]}{2pBRek} 100\%.$$

После преобразований

$$\delta_{m2} = \operatorname{tg} \frac{\pi}{4z} \cdot \frac{\pi}{2z} 100\%. \quad (71)$$

Принимая  $\operatorname{tg} \frac{\pi}{4z} \approx \frac{\pi}{4z}$ , для гидромоторов с нечетным числом пластин получим

$$\delta_{m2} = \frac{125}{z^2} \%. \quad (72)$$

Из уравнений (68) и (72) явствует, что коэффициент неравномерности крутящего момента для гидромоторов с нечетным числом пластин значительно меньше, чем для гидромоторов с четным числом пластин. В обоих случаях коэффициент неравномерности обратно пропорционален квадрату числа пластин, поэтому повышение требований к уменьшению неравномерности крутящего момента, развиваемого гидромотором, должно сопровождаться увеличением числа пластин.

В гидромоторах двойного действия развиваемый крутящий момент равен удвоенной разности моментов от давления рабочей жидкости на две взаимно перпендикулярные пластины, из которых одна контактирует со статором на радиусе  $R$ , а вторая — на

радиусе  $r_0$  (рис. 24). Крутящий момент на пластине, расположенной на радиусе  $R$ , без учета толщины пластины, при обычно принятом радиальном ее расположении

$$M_1 = pB (R - r_p) \left( r_p + \frac{R - r_p}{2} \right) = \frac{pB}{2} (R^2 - r_p^2).$$

Крутящий момент на второй пластине при том же допущении

$$M_2 = \frac{pB}{2} (r_0^2 - r_p^2).$$

Теоретический крутящий момент, развиваемый гидромотором,

$$M_T = 2 (M_1 - M_2) = pB (R^2 - r_0^2) \text{ кг} \cdot \text{см}. \quad (73)$$

Чтобы определить величину теоретического крутящего момента, развиваемого гидромотором, с учетом толщины пластин наиболее

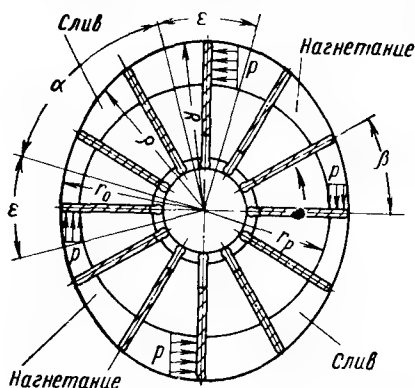


Рис. 24. Принципиальная схема, поясняющая возникновение крутящего момента в пластинчатом гидромоторе двойного действия

просто воспользоваться уравнением (63), в которое нужно подставить значение рабочего объема  $W$ , определенное из уравнения (15):

$$W = 2B (R - r_0) [\pi (R + r_0) - bz] \text{ см}^3/\text{об}.$$

Тогда

$$M_T = \frac{pB}{\pi} (R - r_0) [\pi (R + r_0) - bz] \text{ кг} \cdot \text{см}. \quad (74)$$

На стр. 77—81 приводится исследование процесса возникновения крутящего момента в гидромоторе двойного действия с учетом величины крутящего момента, создаваемого пласти-

нами в результате их взаимодействия со статором в полости слива. Анализ этого взаимодействия показывает, что при определенных условиях крутящий момент, развиваемый гидромотором, может быть не постоянным.

Как следует из уравнения (65), крутящий момент гидромоторов однократного действия пропорционален величине эксцентриситета  $e$ , при изменении которой такие гидромоторы, так же как и насосы однократного действия, становятся регулируемыми. При этом регулирование происходит с постоянной мощностью, так как согласно уравнениям (8) и (65) при изменении эксцентриситета  $e$  изменяется крутящий момент и скорость вращения вала гидромотора, в который от насоса поступает постоянный расход рабочей жидкости при постоянном ее давлении.



Гидромоторы двойного действия, как и насосы, не могут быть выполнены регулируемыми из-за невозможности изменения величины разности большого и малого радиусов статора.

### **РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ПЛАСТИНЧАТЫХ НАСОСАХ И ГИДРОМОТОРАХ**

При вращении ротора в каждой из камер насоса последовательно происходят следующие рабочие процессы [27], [28]:

1. Процесс всасывания рабочей жидкости, происходящий при увеличении объема камер, причем всасывание рабочей жидкости обуславливается разрежением, возникающим при увеличении объема камеры (имеется в виду работа насоса при его установке выше уровня рабочей жидкости в баке).

2. Процесс переноса рабочей жидкости в камере из полости всасывания в полость нагнетания, когда объем рабочей жидкости в камере сначала изолируется от полости всасывания, а затем соединяется с полостью нагнетания; при этом пластины перемещаются по участку профиля статора, соответствующему большому постоянному радиусу.

3. Процесс нагнетания рабочей жидкости, происходящий при уменьшении объема камер.

4. Процесс переноса рабочей жидкости в камере из полости нагнетания в полость всасывания, когда объем рабочей жидкости в камере сначала изолируется от полости нагнетания, а затем соединяется с полостью всасывания; при этом пластины перемещаются по участку профиля статора, соответствующему малому постоянному радиусу.

Основными рабочими процессами в насосах являются процессы всасывания и нагнетания, однако процессы переноса рабочей жидкости в камерах из полости всасывания в полость нагнетания и из полости нагнетания в полость всасывания также имеют большое значение, так как эти процессы в значительной степени определяют неравномерность подачи и шум при работе насоса.

Рабочие процессы в насосах однократного и двойного действия существенно отличны и поэтому выводы, сделанные для насосов однократного действия, нельзя переносить на насосы двойного действия.]

Для гидромоторов основным параметром является крутящий момент, образование которого определяется рабочим процессом в полости нагнетания, но для гидромоторов двойного действия следует учитывать тормозящий момент в сливной полости, так как у них под пластины подводится рабочая жидкость. Существенное значение для гидромоторов этого типа имеет также установление правильного процесса работы коромыслообразных пружин, прижимающих пластины к статору, и связанный с этим выбор размеров основных рабочих элементов гидромотора. Так как процесс образования крутящего момента для гидромоторов однократного

действия в достаточной степени выяснен, в настоящем разделе исследуются рабочие процессы только в гидромоторах двойного действия.

### ПРОЦЕСС НАГНЕТАНИЯ В НАСОСАХ ОДНОКРАТНОГО ДЕЙСТВИЯ

Чтобы установить закономерность изменения потока (пульсацию), а в дальнейшем и коэффициент неравномерности подачи насоса, необходимо произвести суммирование расходов рабочей жидкости, нагнетаемой всеми камерами в результате геометрического изменения их объемов. Расход рабочей жидкости, нагнетаемый одной камерой насоса, без учета объема пластин может быть выражен уравнением

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{dV_1}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt}.$$

В этом уравнении

$$\frac{dV_1}{d\varphi} = B \frac{dS}{d\varphi} \text{ и } \frac{d\varphi}{dt} = \omega,$$

поэтому

$$\frac{dV_1}{dt} = \omega B \frac{dS}{d\varphi}. \quad (75)$$

Здесь  $V_1$  — объем камеры между пластинами;

$S$  — площадь камеры между пластинами, выражаемая уравнением (4).

Для дальнейших вычислений уравнение (4) можно упростить, приняв на основании соображений, изложенных на стр. 9:

$$\sqrt{1 - \left[ \frac{e}{R} \sin(\varphi + \beta) \right]^2} \approx \sqrt{1 - \left( \frac{e}{R} \sin \varphi \right)^2} \approx 1;$$

$$\arcsin \left[ \frac{e}{R} \sin(\varphi + \beta) \right] \approx \frac{e}{R} \sin(\varphi + \beta);$$

$$\arcsin \left( \frac{e}{R} \sin \varphi \right) \approx \frac{e}{R} \sin \varphi.$$

Тогда уравнение (4) примет вид

$$S = \frac{e^2}{4} \sin 2(\varphi + \beta) - \frac{e^2}{4} \sin 2\varphi + Re \sin(\varphi + \beta) - \\ - Re \sin \varphi + \frac{R^2 - r_p^2 - e^2}{2} \beta. \quad (76)$$

После дифференцирования уравнения (76) и подстановки в уравнение (75) производной  $\frac{dS}{d\varphi}$ , получим

$$\frac{dV_1}{dt} = -\omega B Re \left\{ \cos \varphi - \cos (\varphi + \beta) + \right. \\ \left. + \frac{e}{R} \left[ \cos^2 \varphi - \cos^2 (\varphi + \beta) \right] \right\}, \quad (77)$$

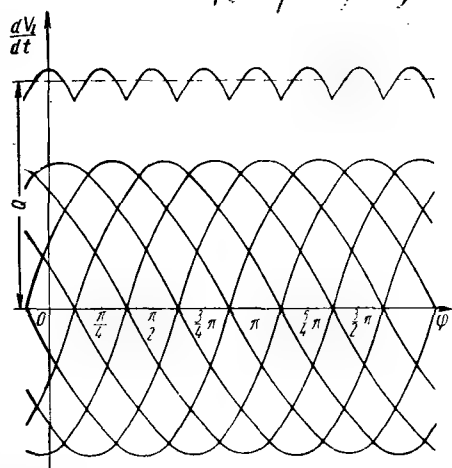


Рис. 25. Расход  $\frac{dV_1}{dt}$  рабочей жидкости, нагнетаемой камерами пластинчатого насоса однократного действия с четным числом пластин, в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ротора

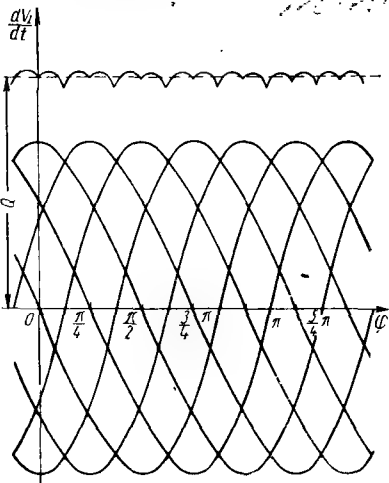


Рис. 26. Расход  $\frac{dV_1}{dt}$  рабочей жидкости, нагнетаемой камерами пластинчатого насоса однократного действия с нечетным числом пластин, в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ротора

где знак минус указывает на то, что с увеличением угла  $\varphi$  объем камеры уменьшается.

По уравнению (77) построен график расхода рабочей жидкости, нагнетаемой одной камерой, в зависимости от угла поворота ротора и суммирован расход рабочей жидкости всех камер, число которых принято четным (рис. 25). Такой же график построен для насоса с нечетным числом камер (рис. 26). На обоих графиках отмечена также производительность насоса  $Q$ , определяемая по уравнению (8).

Сумма расходов рабочей жидкости, нагнетаемой всеми камерами, основываясь на уравнении (77), может быть записана в следующем виде:

$$\sum \frac{dV_1}{dt} = \omega BRe \left\{ \sum_{k=0}^{m-1} \cos(\varphi + k\beta) - \sum_{k=0}^{m-1} \cos(\varphi + \beta + k\beta) + \right. \\ \left. + \frac{e}{R} \sum_{k=0}^{m-1} \cos^2(\varphi + k\beta) - \frac{e}{R} \sum_{k=0}^{m-1} \cos^2(\varphi + \beta + k\beta) \right\}, \quad (78)$$

где  $k$  — коэффициент, последовательно принимаемый 0; 1; 2 ...  $m-1$ ;

$m$  — число камер, одновременно находящихся в зоне нагнетания.

Для насосов с нечетным числом пластин при изменении  $\varphi$  от  $\frac{\beta}{2} = -\frac{\pi}{z}$  до 0,  $m = \frac{z+1}{2}$ , при изменении  $\varphi$  от 0 до  $\frac{\beta}{2} = \frac{\pi}{z}$ ,  $m = \frac{z-1}{2}$  (см. рис. 2).

Для насосов с четным числом пластин  $m = \frac{z}{2}$ .

Раскрывая уравнение (78), после преобразований получим

$$\sum \frac{dV_1}{dt} = \omega BRe \left\{ \cos \varphi - \cos(\varphi + m\beta) + \right. \\ \left. + \frac{e}{R} [\cos^2 \varphi - \cos^2(\varphi + m\beta)] \right\}. \quad (79)$$

Это же уравнение можно написать в другом виде, если учесть, что  $m\beta = \psi$  (см. рис. 23)

$$\sum \frac{dV_1}{dt} = \omega BRe \left\{ \cos \varphi - \cos(\varphi + \psi) + \right. \\ \left. + \frac{e}{R} [\cos^2 \varphi - \cos^2(\varphi + \psi)] \right\}. \quad (80)$$

Для насосов с четным числом пластин  $\psi = \pi$  и уравнение (80) принимает вид:

$$\sum \frac{dV_1}{dt} = 2\omega BRe \cos \varphi. \quad (81)$$

Максимальное значение этого выражения будет при  $\varphi = 0$ :

$$\left( \sum \frac{dV_1}{dt} \right)_{\max} = 2\omega BRe. \quad (82)$$

Минимальное значение определится при  $\varphi = \frac{\pi}{z}$

$$\left( \sum \frac{dV_1}{dt} \right)_{\min} = 2\omega BRe \cos \frac{\pi}{z}. \quad (83)$$

Для насосов с нечетным числом пластин пульсация суммарного расхода выражается уравнением (79), которое при  $\frac{e}{R} \leq 0,1$  без существенной погрешности может быть заменено уравнением

$$\sum \frac{dV_1}{dt} = \omega BRe [\cos \varphi - \cos (\varphi + \psi)], \quad (84)$$

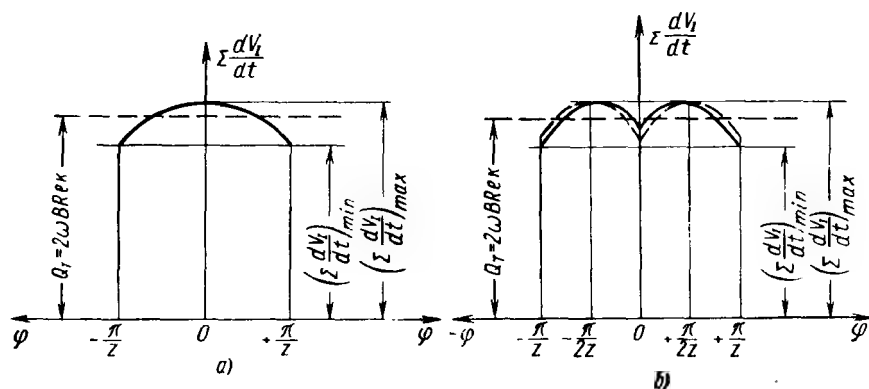


Рис. 27. Пульсация суммарного расхода  $\sum \frac{dV_1}{dt}$  в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ротора для насоса:

а — с четным числом пластин; б — с нечетным числом пластин [сплошная линия — по уравнению (79), штриховая линия — по уравнению (84)]

где  $\psi = \pi + \frac{\pi}{z}$  — при изменении  $\varphi$  от  $-\frac{\pi}{z}$  до 0;  $\psi = \pi - \frac{\pi}{z}$  — при изменении  $\varphi$  от 0 до  $\frac{\pi}{z}$ .

На рис. 27, а представлен график пульсации суммарного расхода в зависимости от угла поворота ротора, построенный по уравнению (81), для насоса с четным числом пластин, а на рис. 27, б — такие же графики для насоса с нечетным числом пластин, построенные по уравнениям (79) — сплошная линия и (84) — кривая штриховая линия. Эти графики не отличаются от приведенных на рис. 25 и 26, которые, как упоминалось выше, были построены графическим суммированием расходов отдельных камер.

Коэффициент неравномерности подачи насоса в результате геометрического изменения объемов камер определяется уравнением

$$\delta_{н2} = \frac{\left(\sum \frac{dV_1}{dt}\right)_{\max} - \left(\sum \frac{dV_1}{dt}\right)_{\min}}{Q_T} 100\%, \quad (85)$$

где  $Q_T$  — теоретическая производительность насоса.

Для вычисления  $\delta_{н2}$  в уравнение (85) надо ввести значение  $Q_T$  в той же размерности, в которой выражен расход  $\sum \frac{dV_1}{dt}$ , т. е. в  $\text{см}^3/\text{сек}$ .

Для этого уравнение (8) надо преобразовать, введя в него также значение  $n = \frac{30\omega}{\pi}$

$$Q_T = 2\omega BRek. \quad (86)$$

Для насосов с четным числом пластин после подстановки в уравнение (85) значений  $\sum \frac{dV_1}{dt}$ , определяемых уравнениями (82) и (83), а также значения  $Q_T$ , определяемого уравнением (86), получим

$$\delta_{н2} = \frac{2\omega BRe \left(1 - \cos \frac{\pi}{z}\right)}{2\omega BRek} 100\%. \quad (87)$$

Имея в виду, что значение  $k$  определяется уравнением (7), после преобразований получим

$$\delta_{н2} = \text{tg} \frac{\pi}{2z} \cdot \frac{\pi}{z} 100\%. \quad (88)$$

Для приближенного определения  $\delta_{н2}$  можно принять  $\text{tg} \frac{\pi}{2z} \approx \frac{\pi}{2z}$ , после чего уравнение (88) примет вид

$$\delta_{н2} = \frac{500}{z^2} \%. \quad (89)$$

Коэффициент неравномерности подачи для насосов с нечетным числом пластин определяется так же, как и коэффициент неравномерности крутящего момента для гидромоторов, вычисленный на стр. 38—39, потому что уравнение (62) по своему виду не отличается от уравнения (84), а уравнение (65) — от уравнения (86). Различие между ними состоит в том, что в уравнения для крутящего момента входит давление  $p$ , а в уравнения для расходов насоса — угловая скорость  $\omega$ .

Поэтому  $\left(\sum \frac{dV_1}{dt}\right)_{\max}$  будет достигаться при  $\varphi = \frac{\pi}{2z}$ , а  $\left(\sum \frac{dV_1}{dt}\right)_{\min}$  — при  $\varphi = \frac{\pi}{z}$ .

Опуская промежуточные вычисления, из уравнения (85) получим

$$\delta_{н2} = \operatorname{tg} \frac{\pi}{4z} \cdot \frac{\pi}{2z} 100\%. \quad (90)$$

Принимая  $\operatorname{tg} \frac{\pi}{4z} \cong \frac{\pi}{4z}$ , для насосов с нечетным числом пластин получим следующее приближенное уравнение:

$$\delta_{н2} = \frac{125}{z^2} \%. \quad (91)$$

Сравнивая уравнения (88) и (89) с уравнениями (67) и (68), а уравнения (90) и (91) с уравнениями (71) и (72), можно видеть, что для насосов и гидромоторов с одинаковым числом пластин коэффициенты неравномерности подачи и крутящего момента одинаковы и не отличаются от коэффициентов неравномерности подачи радиально-поршневых насосов, исследованных Н. С. Ачерканом [1].

Приведенные выше уравнения будут справедливы и для процесса всасывания, причем пульсация также определяется суммированием расходов отдельных камер, изменение которых в зависимости от угла поворота ротора представлено на рис. 25 и 26.

Для насосов с двумя пластинами, работающих по принципиальной схеме, представленной на рис. 5, производительность насоса будет равна расходу рабочей жидкости, нагнетаемой одной камерой. Соответствующее уравнение расхода может быть получено из уравнения (77), в котором нужно принять  $\beta = \pi$

$$\frac{dV_1}{dt} = -2\omega BRe \cos \varphi. \quad (92)$$

Здесь  $\varphi$  изменяется от  $-\frac{\pi}{2}$  до  $+\frac{\pi}{2}$ .

Это уравнение графически представлено на рис. 28, на котором также нанесено значение теоретической производительности  $Q_T$ :

$$Q_T = \frac{60\omega B}{\pi} \left[ \frac{\pi}{2} (R^2 - r_p^2 - e^2) + 2Re \right] \text{ см}^3/\text{сек}. \quad (93)$$

Уравнение (93) получено из уравнения (11) путем подстановки в него  $n = \frac{30\omega}{\pi}$ .

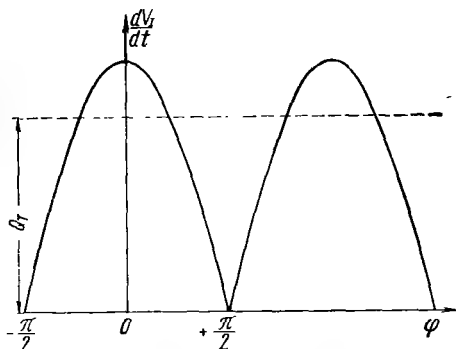


Рис. 28. Расход  $\frac{dV_1}{dt}$  рабочей жидкости в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ротора для пластинчатого насоса однократного действия с двумя пластинами

На рис. 28 показано, что для насосов с двумя пластинами коэффициент неравномерности  $\delta_{нз}$  превышает 100%, вследствие чего такие насосы используются главным образом для подачи смазывающих жидкостей, так как в этом случае неравномерность подачи не имеет значения.

### ВЫБОР ЧИСЛА ПЛАСТИН В НАСОСАХ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

В насосах двойного действия, работающих по принципиальной схеме, представленной на рис. 6, каждая пластина во время перемещения от центра к периферии забирает рабочую жидкость из полости нагнетания, а во время перемещения от периферии к центру вытесняет ее обратно.

Неправильный выбор числа пластин может привести к неравномерной работе насоса, поэтому, число пластин следует выбирать, исходя из равенства расходов, всасываемых и нагнетаемых пластинами [14].

Из рис. 6 следует, что для рассматриваемых насосов должно быть удовлетворительно условие

$$\alpha + \varepsilon = \frac{\pi}{2}, \quad (94)$$

где  $\alpha$  — угол, внутри которого расположена кривая профиля статора;

$\varepsilon$  — угол, соответствующий уплотняющим перемычкам, внутри которого профиль статора образуется радиусами  $r_0$  или  $R$ , проведенными из центра  $O$ . Значение  $\varepsilon$  определяется уравнением (1).

При четном числе пластин наименьшее их число может быть шесть. Изменение расхода  $\frac{dV_{II}}{dt}$  для всасывающих и нагнетающих пластин, для кривой профиля статора, построенной по уравнениям (27) и (30), показано на рис. 29. Расход на одну пластину определяли по уравнению

$$\frac{dV_{II}}{dt} = \frac{dp}{dt} Bb, \quad (95)$$

где  $\frac{dp}{dt}$  — скорость пластины относительно ротора, вычисляемая из уравнений (27) и (30);

$V_{II}$  — объем камеры под пластиной.

В насосе, имеющем восемь пластин, при любом положении ротора расход всасывающих пластин равен расходу нагнетающих пластин (рис. 29, а), следовательно, пульсация расхода отсутствует. Такой же результат получен и для насоса, имеющего 12 пластин (рис. 29, б).

Для насоса с шестью пластинами (рис. 29, в) расход всасывающих пластин не компенсируется расходом нагнетающих пла-



стин, что приводит к резким колебаниям расхода, потому что при изменении угла поворота ротора  $\varphi$  от 0 до  $\frac{\pi}{6}$  пластина 1 нагнетает рабочую жидкость в полость нагнетания, а пластины 2 и 3

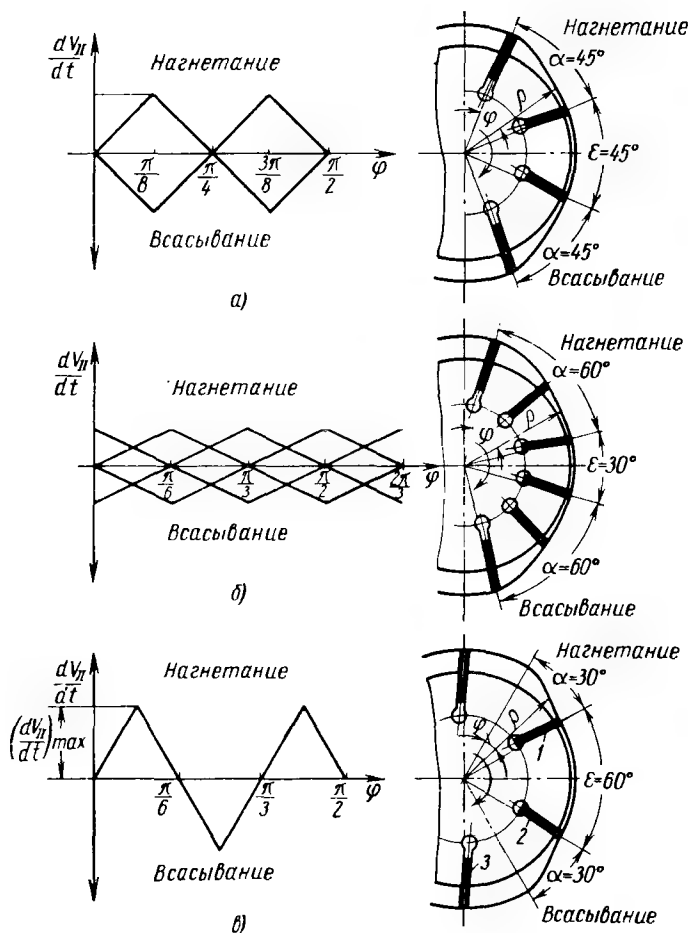


Рис. 29. Изменение расхода всасывающих и нагнетающих пластин для насоса:

а — с восемью пластинами; б — с двенадцатью пластинами; в — с шестью пластинами

не всасывают, так как их скорость относительно ротора равна нулю. При дальнейшем повороте ротора пластина 2 всасывает рабочую жидкость из полости нагнетания, в то время, как пластины 1 и 3 ее не нагнетают. Наибольший мгновенный расход  $\left(\frac{dV_{II}}{dt}\right)_{\max}$  в этом случае имеет значительную величину, которая,

например, для насоса, имеющего  $R = 33,5$  мм,  $r_0 = 28,5$  мм,  $B = 24$  мм,  $b = 2$  мм и  $\omega = 100$  сек<sup>-1</sup> составляет 4,96 л/мин.

Проведенная в ЭНИМСе экспериментальная проверка насоса, имеющего шесть пластин, не дала положительного результата из-за значительной неравномерности подачи. Поэтому необходимое для установления допустимого числа пластин дополнительное требование, обеспечивающее равномерную работу насоса, может быть сформулировано в следующем виде:

$$\frac{\alpha + \varepsilon}{\beta} = i, \quad (96)$$

где  $i$  — любое целое число.

Подставляя в уравнение (96) значение  $\alpha + \varepsilon$  из уравнения (94) и значение  $\beta = \frac{2\pi}{z}$ , получим

$$z = 4i. \quad (97)$$

Таким образом, можно сделать вывод, что число пластин в насосе должно выбираться кратным 4, т. е. 8, 12, 16 и т. д., но не менее 8. Этот вывод не относится к насосам двойного действия, работающим по принципиальной схеме, представленной на рис. 16, для которых должно выбираться четное число пластин, но не менее 10.

#### ПРОЦЕСС ВСАСЫВАНИЯ В НАСОСАХ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Процесс всасывания рассматривается с учетом объема, занимаемого радиально расположенными пластинами [27], [28] для насосов, работающих по схемам, приведенным на рис. 6 (при  $\zeta = 0$ ) и рис. 16, с профилем статора, определяемым уравнениями (27) и (30). Объем, занимаемый пластинами, учитывается углом  $\sigma$  (рис. 30), величина которого, принимаемая постоянной, определяется уравнением

$$\sigma = \frac{2b}{R + r_0}. \quad (98)$$

Вычисление заштрихованной площади  $S$  камеры выполняется для условия  $\frac{\alpha}{2} \leq \beta - \sigma < \alpha$ , что соблюдается, например, при  $z = 10$  и  $z = 12$ . Камера последовательно проходит пять зон, так что каждый из обоих радиусов  $\rho$ , ограничивающих камеру, в пределах зоны меняется по одному закону.

I зона (рис. 30, а) определяется углом поворота ротора  $0 \leq \varphi \leq \frac{\alpha}{2}$ . Площадь камеры

$$\begin{aligned} S_I &= \frac{1}{2} \int_0^{\varphi} \left\{ \left[ r_0 + \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \tau^2 \right]^2 - r_0^2 \right\} d\tau = \\ &= \frac{2r_0(R-r_0)}{3\alpha^2} \varphi^3 + \frac{2(R-r_0)^2}{5\alpha^4} \varphi^5. \end{aligned} \quad (99)$$

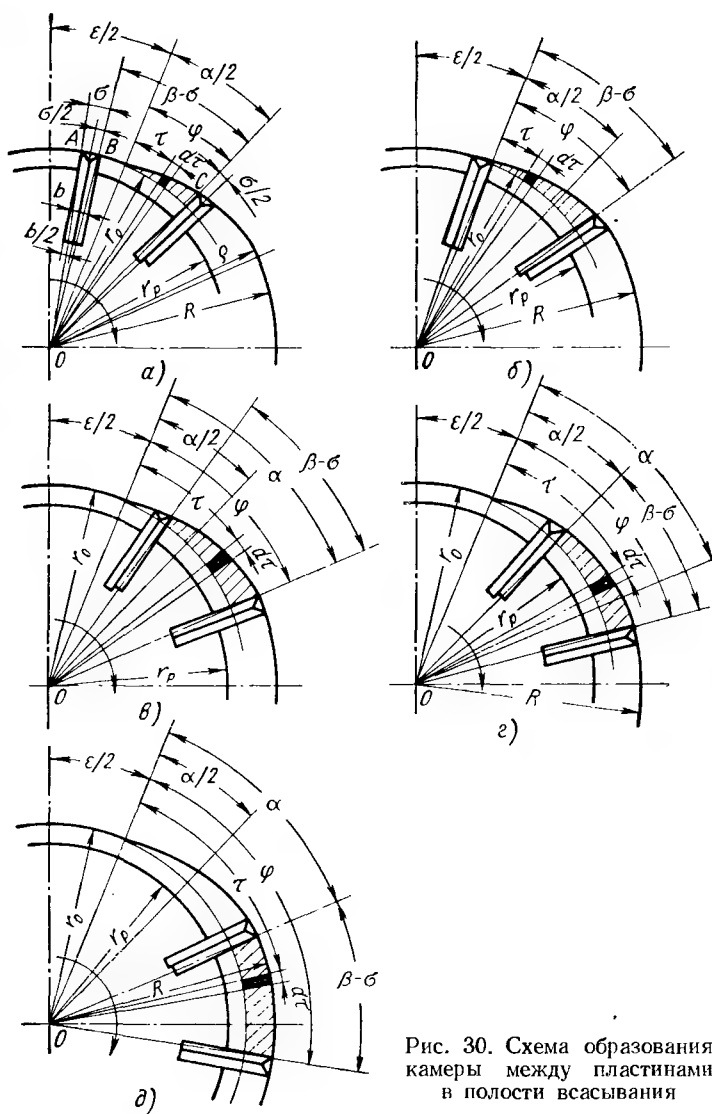


Рис. 30. Схема образования камеры между пластинами в полости всасывания

II зона (рис. 30, б) определяется углом поворота ротора  $\frac{\alpha}{2} \leq \varphi \leq \beta - \sigma$ . Площадь камеры

$$S_{II} = \frac{1}{2} \int_0^{\alpha/2} \left\{ \left[ r_0 + \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \tau^2 \right]^2 - r_0^2 \right\} d\tau + \\ + \frac{1}{2} \int_{\alpha/2}^{\varphi} \left\{ \left[ 2r_0 - R + \frac{4(R-r_0)}{\alpha} \tau - \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \tau^2 \right]^2 - r_0^2 \right\} d\tau.$$

После вычислений получим

$$S_{II} = \frac{6Rr_0 - 5r_0^2 - R^2}{24} \alpha + \frac{(2r_0 - R)^2 - r_0^2}{2} \varphi + \\ + \frac{2(3Rr_0 - R^2 - 2r_0^2)}{\alpha} \varphi^2 + \frac{2(5R^2 - 11Rr_0 + 6r_0^2)}{3\alpha^2} \varphi^3 - \\ - \frac{2(R-r_0)^2}{\alpha^3} \varphi^4 + \frac{2(R-r_0)^2}{5\alpha^4} \varphi^5. \quad (100)$$

III зона (рис. 30, в) определяется углом поворота ротора  $\beta - \sigma \leq \varphi \leq \alpha$ . Площадь камеры

$$S_{III} = \frac{1}{2} \int_{\varphi - (\beta - \sigma)}^{\alpha/2} \left\{ \left[ r_0 + \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \tau^2 \right]^2 - r_0^2 \right\} d\tau + \\ + \frac{1}{2} \int_{\alpha/2}^{\varphi} \left\{ \left[ 2r_0 - R + \frac{4(R-r_0)}{\alpha} \tau - \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \tau^2 \right]^2 - r_0^2 \right\} d\tau.$$

После вычислений получим:

$$S_{III} = \frac{6Rr_0 - 5r_0^2 - R^2}{24} \alpha + \frac{(2r_0 - R)^2 - r_0^2}{2} \varphi + \\ + \frac{2(3Rr_0 - R^2 - 2r_0^2)}{\alpha} \varphi^2 + \frac{2(5R^2 - 11Rr_0 + 6r_0^2)}{3\alpha^2} \varphi^3 - \\ - \frac{2r_0(R-r_0)}{3\alpha^2} [\varphi - (\beta - \sigma)]^3 - \frac{2(R-r_0)^2}{\alpha^3} \varphi^4 + \\ + \frac{2(R-r_0)^2}{5\alpha^4} \varphi^5 - \frac{2(R-r_0)^2}{5\alpha^4} [\varphi - (\beta - \sigma)]^5. \quad (101)$$

IV зона (рис. 30, з) определяется углом поворота ротора  $\alpha \leq \varphi \leq \frac{\alpha}{2} + (\beta - \sigma)$ . Площадь камеры

$$S_{IV} = \frac{1}{2} \int_{\varphi - (\beta - \sigma)}^{\alpha/2} \left\{ \left[ r_0 + \frac{2(R - r_0)}{\alpha^2} \tau^2 \right]^2 - r_0^2 \right\} d\tau + \\ + \frac{1}{2} \int_{\alpha/2}^{\alpha} \left\{ \left[ 2r_0 - R + \frac{4(R - r_0)}{\alpha} \tau - \frac{2(R - r_0)}{\alpha^2} \tau^2 - r_0^2 \right] d\tau + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} (R^2 - r_0^2) (\varphi - \alpha) \right\}.$$

После вычислений получим

$$S_{IV} = \frac{23r_0 - 37R^2 + 14Rr_0}{120} \alpha + \frac{R^2 - r_0^2}{2} \varphi - \\ - \frac{2r_0(R - r_0)}{3\alpha^2} [\varphi - (\beta - \sigma)]^3 - \frac{2(R - r_0)^2}{5\alpha^4} [\varphi - (\beta - \sigma)]^5. \quad (102)$$

V зона (рис. 30, д) определяется углом поворота ротора  $\frac{\alpha}{2} + (\beta - \sigma) \leq \varphi \leq \alpha + (\beta - \sigma)$ . Площадь камеры

$$S_V = \frac{1}{2} \int_{\varphi - (\beta - \sigma)}^{\alpha} \left\{ \left[ 2r_0 - R + \frac{4(R - r_0)}{\alpha} \tau - \frac{2(R - r_0)}{\alpha^2} \tau^2 \right]^2 - r_0^2 \right\} d\tau + \frac{1}{2} (R^2 - r_0^2) (\varphi - \alpha).$$

После вычислений получим

$$S_V = \frac{12r_0^2 - 4Rr_0 - 8R^2}{30} \alpha + \frac{R^2 - r_0^2}{2} \varphi - \\ - \frac{(2r_0 - R)^2 - r_0^2}{2} [\varphi - (\beta - \sigma)] - \frac{2(3Rr_0 - R^2 - 2r_0^2)}{\alpha} [\varphi - (\beta - \sigma)]^2 - \\ - \frac{2(5R^2 - 11Rr_0 + 6r_0^2)}{3\alpha^2} [\varphi - (\beta - \sigma)]^3 + \\ + \frac{2(R - r_0)^2}{\alpha^3} [\varphi - (\beta - \sigma)]^4 - \frac{2(R - r_0)^2}{5\alpha^4} [\varphi - (\beta - \sigma)]^5. \quad (103)$$

Мгновенный расход рабочей жидкости, всасываемой в камеру между пластинами, в каждой из рассмотренных зон, соответственно, будет

$$\left(\frac{dV_1}{dt}\right)_I = \omega B \frac{dS_1}{d\varphi} = \omega B \left[ \frac{2r_0(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi^2 + \frac{2(R-r_0)^2}{\alpha^4} \varphi^4 \right]; \quad (104)$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{dV_1}{dt}\right)_{II} = \omega B & \left[ \frac{(2r_0-R)^2 - r_0^2}{2} + \frac{4(3Rr_0 - R^2 - 2r_0^2)}{\alpha} \varphi + \right. \\ & \left. + \frac{2(5R^2 - 11Rr_0 + 6r_0^2)}{\alpha^2} \varphi^2 - \frac{8(R-r_0)^2}{\alpha^3} \varphi^3 + \frac{2(R-r_0)^2}{\alpha^4} \varphi^4 \right]; \quad (105) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{dV_1}{dt}\right)_{III} = \omega B & \left\{ \frac{(2r_0-R)^2 - r_0^2}{2} + \frac{4(3Rr_0 - R^2 - 2r_0^2)}{\alpha} \varphi + \right. \\ & + \frac{2(5R^2 - 11Rr_0 + 6r_0^2)}{\alpha^2} \varphi^2 - \frac{2r_0(R-r_0)}{\alpha^2} [\varphi - (\beta - \sigma)]^2 - \\ & - \frac{8(R-r_0)^2}{\alpha^3} \varphi^3 + \frac{2(R-r_0)^2}{\alpha^4} \varphi^4 - \\ & \left. - \frac{2(R-r_0)^2}{\alpha^4} [\varphi - (\beta - \sigma)]^4 \right\}; \quad (106) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{dV_1}{dt}\right)_{IV} = \omega B & \left\{ \frac{R^2 - r_0^2}{2} - \frac{2r_0(R-r_0)}{\alpha^2} [\varphi - (\beta - \sigma)]^2 - \right. \\ & \left. - \frac{2(R-r_0)^2}{\alpha^4} [\varphi - (\beta - \sigma)]^4 \right\}; \quad (107) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{dV_1}{dt}\right)_V = \omega B & \left\{ 2r_0(R-r_0) - \frac{4(3Rr_0 - R^2 - 2r_0^2)}{\alpha} [\varphi - (\beta - \sigma)] - \right. \\ & - \frac{2(5R^2 - 11Rr_0 + 6r_0^2)}{\alpha^4} [\varphi - (\beta - \sigma)]^2 + \frac{8(R-r_0)^2}{\alpha^3} [\varphi - (\beta - \sigma)]^3 - \\ & \left. - \frac{2(R-r_0)^2}{\alpha^4} [\varphi - (\beta - \sigma)]^4 \right\}. \quad (108) \end{aligned}$$

Суммирование мгновенных расходов рабочей жидкости в зависимости от угла поворота ротора  $\varphi$  для одной полости всасывания показало, что только при  $z = 16$  суммарный мгновенный расход  $\left(\frac{dV_1}{dt}\right)_{\text{сум}}$  постоянен (рис. 31).

Если не учитывать объем пластин, т. е. если в уравнениях (104)–(108) принять  $\sigma = 0$ , то при любом  $z$  суммарный расход постоянен (рис. 32). Для случая  $z = 12$

$$\left(\frac{dV_1}{dt}\right)_{\text{сум}} = \frac{\omega B}{2} (R^2 - r_0^2). \quad (109)$$

В насосах, работающих по принципиальной схеме, показанной на рис. 16, неравномерность суммарного мгновенного расхода сглаживается за счет всасывания рабочей жидкости из камер под пластинами.

В этом случае мгновенный расход рабочей жидкости, всасываемой одной пластиной в две диаметрально противоположные

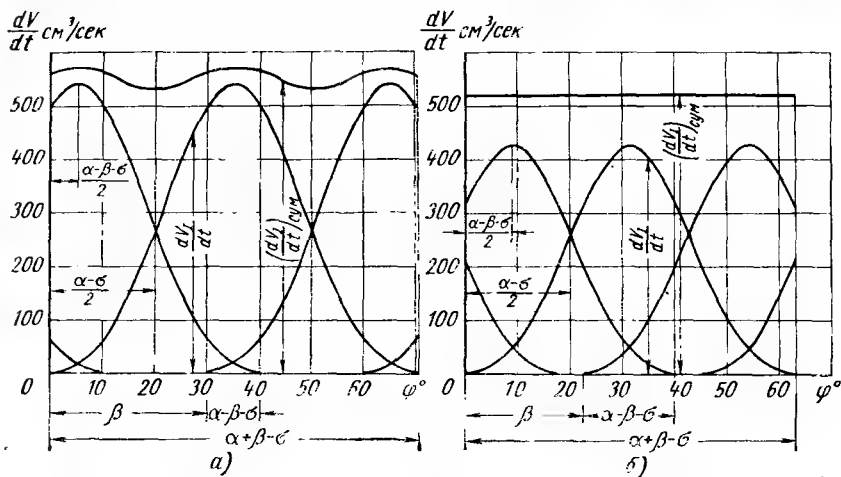


Рис. 31. Зависимость мгновенных расходов  $\frac{dV_I}{dt}$  и  $\left(\frac{dV_I}{dt}\right)_{\Sigma}$  от угла  $\varphi$  поворота ротора:

$z = 12$ ;  $r_0 = 44$  мм;  $R = 46,7$  мм;  $\alpha = 45^\circ$ ;  $b = 4$  мм;  $B = 35$  мм;  $\omega = 157$  сек $^{-1}$ ;  
 $a - z = 12$ ;  $b - z = 16$

камеры под пластинами, выражается уравнением, где  $\frac{dp}{dt}$  определяется дифференцированием уравнений (27) и (30)

$$2 \frac{dV_{II}}{dt} = \frac{dp}{dt} Bb.$$

Согласно уравнению построен график изменения мгновенного расхода рабочей жидкости для двух пластин (линия  $O_1ABCDE$  на рис. 33). Полный мгновенный расход  $\left(\frac{dV_{II}}{dt}\right)_n$  в обеих полостях всасывания получен сложением расходов в отдельных камерах под пластинами (линия  $FGHBCKLM$ ).

График полного мгновенного расхода  $\left(\frac{dV_{II}}{dt}\right)_n$  получен сложением расходов в отдельных камерах между пластинами в обеих полостях всасывания (кривая  $I$ ).

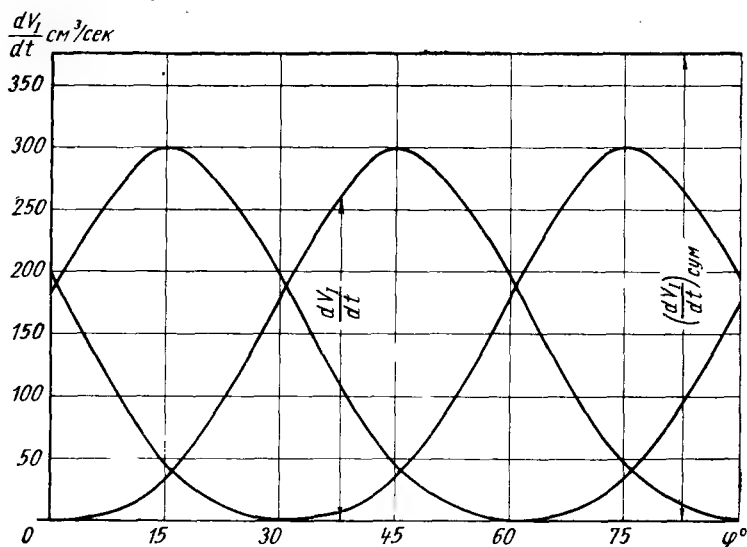


Рис. 32. Расход  $\frac{dV_I}{dt}$  рабочей жидкости, нагнетаемой камерами пластинчатого насоса двойного действия с двенадцатью пластинами, в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ротора [профиль статора выполнен по уравнению (36)]  $\alpha = \frac{\pi}{3}$ ;  $\beta = \frac{\pi}{6}$ ;  $r_0 = 28,5$  мм;  $R = 33,5$  мм;  $B = 24$  мм;  $\omega = 100$  сек $^{-1}$

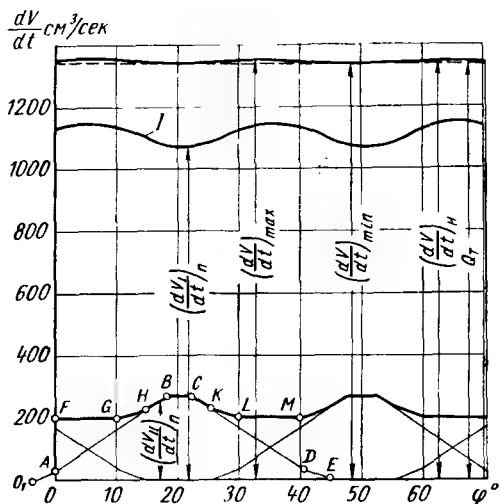


Рис. 33. Зависимость мгновенных расходов  $\left(\frac{dV_I}{dt}\right)_n$ ,  $\left(\frac{dV_{II}}{dt}\right)_n$  и  $\left(\frac{dV}{dt}\right)_n$  от угла  $\varphi$  поворота ротора:

$z = 12$ ;  $R = 46,7$  мм;  $r_0 = 44$  мм;  
 $\alpha = 45^\circ$ ;  $b = 4$  мм;  $B = 35$  мм;  
 $\omega = 157$  сек $^{-1}$



Весь мгновенный расход рабочей жидкости, всасываемой обеими полостями насоса, выражается уравнением

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_n = \left(\frac{dV_I}{dt}\right)_n + \left(\frac{dV_{II}}{dt}\right)_n.$$

Существенное значение для работы насосов имеет наибольшая скорость всасывания рабочей жидкости. Для вычисления этой скорости надо знать, как изменяется площадь, через которую рабочая жидкость поступает в камеру, в зависимости от угла поворота ротора. Эта зависимость определяется уравнениями (99) — (103), дополненными членами, определяющими площади кольцевых зазоров между  $r_0$  и  $r_p$ . Например, для I зоны этот дополнительный член определится выражением  $\frac{r_0^2 - r_p^2}{2} \varphi$ . С учетом изложенного, уравнения, определяющие площадь  $S_0$ , через которую рабочая жидкость поступает в камеру, имеют вид

$$S_{0I} = \frac{r_0^2 - r_p^2}{2} \varphi + \frac{2r_0(R - r_0)}{3\alpha^2} \varphi^3 + \frac{2(R - r_0)^2}{5\alpha^4} \varphi^5;$$

$$S_{0II} = \frac{6Rr_0 - 5r_0^2 - R^2}{24} \alpha + \frac{(2r_0 - R)^2 - r_p^2}{2} \varphi + \\ + \frac{2(3Rr_0 - R^2 - 2r_0^2)}{\alpha} \varphi^2 + \frac{2(5R^2 - 11Rr_0 + 6r_0^2)}{3\alpha^2} \varphi^3 - \\ - \frac{2(R - r_0)^2}{\alpha^3} \varphi^4 + \frac{2(R - r_0)^2}{5\alpha^4} \varphi^5;$$

$$S_{0III} = \frac{6Rr_0 - 5r_0^2 - R^2}{24} \alpha + \frac{r_0^2 - r_p^2}{2} (\beta - \sigma) + \frac{(2r_0 - R)^2 - r_0^2}{2} \varphi + \\ + \frac{2(3Rr_0 - R^2 - 2r_0^2)}{\alpha} \varphi^2 + \frac{2(5R^2 - 11Rr_0 + 6r_0^2)}{3\alpha^2} \varphi^3 - \\ - \frac{2r_0(R - r_0)}{3\alpha^2} [\varphi - (\beta - \sigma)]^3 - \frac{2(R - r_0)^2}{\alpha^3} \varphi^4 + \frac{2(R - r_0)^2}{5\alpha^4} \varphi^5 - \\ - \frac{2(R - r_0)^2}{5\alpha^4} [\varphi - (\beta - \sigma)]^5;$$

$$S_{0IV} = \frac{14Rr_0 + 23r_0^2 + 23R^2 - 60r_p^2}{120} \alpha - \frac{r_0^2 - r_p^2}{2} [\varphi - (\beta - \sigma)] - \\ - \frac{2r_0(R - r_0)}{3\alpha^2} [\varphi - (\beta - \sigma)]^3 - \frac{2(R - r_0)^2}{5\alpha^4} [\varphi - (\beta - \sigma)]^5;$$

$$S_{0v} = \frac{12r_0^2 - 4Rr_0 + 7R^2 - 15r_p^2}{30} \alpha - \frac{(2r_0 - R)^2 - r_p^2}{2} [\varphi - (\beta - \sigma)] -$$

$$- \frac{2(3Rr_0 - R^2 - 2r_0^2)}{\alpha} [\varphi - (\beta - \sigma)]^2 -$$

$$- \frac{2(5R^2 - 11Rr_0 + 6r_0^2)}{3\alpha^2} [\varphi - (\beta - \sigma)]^3 + \frac{2(R - r_0)^2}{\alpha^3} [\varphi - (\beta - \sigma)]^4 -$$

$$- \frac{2(R - r_0)^2}{5\alpha^4} [\varphi - (\beta - \sigma)]^5.$$

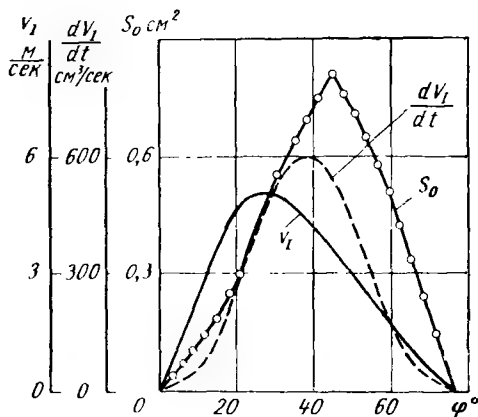


Рис. 34. Зависимость мгновенной скорости всасывания от угла  $\varphi$  поворота ротора:

$z = 10$ ;  $R = 46,7$  мм;  $r_0 = 44$  мм;  $b = 4$  мм;  $r = 3$  мм;  $r_1 = 25$  мм;  $\alpha = 45^\circ$ ;  $\omega = 157$  сек $^{-1}$

В соответствии с этими уравнениями на рис. 34 построена зависимость площади  $S_0$  поперечного сечения камеры от угла поворота ротора, для  $z = 10$ .

Скорость всасывания рабочей жидкости в поперечном сечении камеры определяется уравнением [30]

$$v = \frac{\left(\frac{dV_I}{dt}\right)_i}{2S_{0i}}, \quad (110)$$

где  $\left(\frac{dV_I}{dt}\right)_i$  — мгновенный расход рабочей жидкости в зонах I—V, определяемый уравнениями (104)—(108);

$S_{0i}$  — площадь поперечного сечения камеры.

В уравнении (110) коэффициент 2 в знаменателе учитывает, что всасывание в каждой из диаметрально противоположных полостей всасывания происходит с двух сторон ротора.

Наибольшего значения скорость всасывания  $v$  достигает при  $\varphi \approx \frac{\alpha}{2}$ . Для приближенного ее определения рекомендуется следующая формула, полученная из приведенных выше уравнений для значения  $\varphi = \frac{\alpha}{2}$ :

$$v_{\max} \approx \frac{\omega B (R - r_0) (R + 3r_0)}{4\alpha \left[ r_0^2 - r_p^2 + \frac{r_0(R - r_0)}{3} + \frac{(R - r_0)^2}{20} \right]}. \quad (111)$$

Для более точного определения  $v_{\max}$  следует по приведенным выше уравнениям построить график  $v = f(\varphi)$ , как это выполнено на рис. 34. При конструировании следует обеспечивать  $v_{\max} \leq 7$  м/сек.

Снижение величины  $v_{\max}$  может быть достигнуто увеличением зазора между статором и ротором (размер  $r_0 - r_p$ ), однако при этом увеличивается объем вредного пространства и отношение  $\frac{l_1}{l_2}$  (см. рис. 6), что нежелательно. Этого можно избежать, если для снижения величины  $v_{\max}$  на роторе делать фаски, как показано на рис. 77.

Для определения площади выреза в распределительном диске, через который рабочая жидкость поступает в камеры насоса, следует пользоваться уравнением

$$S_0 = \frac{\alpha}{120} [23(R^2 - r_0^2) + 14Rr_0 - 60r_p^2]. \quad (112)$$

Эта площадь ограничивается кривой статора, расположенной внутри угла  $\alpha$ , окружностью ротора радиусом  $r_p$  и двумя радиальными отрезками, соединяющими крайние точки кривой статора с окружностью ротора (см. рис. 30). В случае применения ротора с фасками в уравнение (112) вместо радиуса  $r_p$  следует поставить радиус  $r'_p$  (рис. 77).

Формула (112) применима для статора, кривая которого построена по рекомендуемым уравнениям (2.) и (30). Проверка скорости всасывания, получаемой путем деления половины расчетной производительности насоса (при двустороннем всасывании — четверти производительности) на площадь, определяемую уравнением (112), показала, что в действующих насосах эта скорость обычно не превышает 5 м/сек, на что и следует ориентироваться при расчетах.

При наклонном расположении пластин мгновенный расход может быть подсчитан по формуле

$$\left(\frac{dV_1}{dt}\right)_n = \frac{dV_1}{dt} - \omega B \frac{d(\Delta S)}{d\varphi}, \quad (113)$$

где  $\frac{dV_1}{dt}$  — мгновенный расход для насосов с радиальным расположением пластин, подсчитываемый по уравнениям (104)—(108).

$\Delta S = S_2 - S_1$ . Здесь  $S_1$  и  $S_2$  — соответственно площади треугольников  $FGH$  и  $ABD$  (рис. 35):

$$S_2 = \frac{1}{2} (\rho_\varphi - r_0)^2 \operatorname{tg} \xi,$$

$$S_1 = \frac{1}{2} [\rho_{\varphi-(\beta-\alpha)} - r_0]^2 \operatorname{tg} \xi,$$

где  $\rho_\varphi$  — радиус  $OA$  профиля статора;  
 $\rho_{\varphi-(\beta-\alpha)}$  — радиус  $OF$  профиля статора;  
 $\xi$  — угол наклона пластины.



для III зоны

$$\begin{aligned} \left( \frac{dV_1}{dt} \right)_{\kappa 3} = \omega B & \left( \frac{(2r_0 - R)^2 - r_0^2}{2} + \frac{4(3Rr_0 - R^2 - 2r_0^2)}{\alpha} \varphi + \right. \\ & + \frac{2(5R^2 - 11Rr_0 + 6r_0^2)}{\alpha^2} \varphi^2 - \frac{8(R - r_0)}{\alpha^3} \varphi^3 + \frac{2(R - r_0)^2}{\alpha^4} \varphi^4 - \\ & - \frac{2r_0(R - r_0)}{\alpha^2} [\varphi - (\beta - \sigma)]^2 - \frac{2(R - r_0)^2}{\alpha^4} [\varphi - (\beta - \sigma)]^4 - \\ & - \frac{4 \lg \xi}{\alpha} (R - r_0)^2 \left\{ 2 \left( \frac{\beta - \sigma}{\alpha} \right)^3 - 1 + \left[ \frac{5}{\alpha} - \frac{6(\beta - \sigma)^2}{\alpha^3} \right] \varphi + \right. \\ & \left. \left. + \left[ \frac{6(\beta - \sigma)}{\alpha^3} - \frac{6}{\alpha^2} \right] \varphi^2 \right\} \right); \end{aligned} \quad (117)$$

для IV зоны

$$\begin{aligned} \left( \frac{dV_1}{dt} \right)_{\kappa 4} = \omega B & \left\{ \frac{R^2 - r_0^2}{2} - \frac{2r_0(R - r_0)}{\alpha^2} [\varphi - (\beta - \sigma)]^2 - \right. \\ & - \frac{2(R - r_0)^2}{\alpha^4} [\varphi - (\beta - \sigma)]^4 - \frac{8 \lg \xi}{\alpha^4} (R - r_0)^2 [(\beta - \sigma)^3 - \\ & \left. - 3(\beta - \sigma)^2 \varphi + 3(\beta - \sigma) \varphi^2 - \varphi^3] \right\}; \end{aligned} \quad (118)$$

для V зоны

$$\begin{aligned} \left( \frac{dV_1}{dt} \right)_{\kappa 5} = \omega B & \left[ 2r_0(R - r_0) - \frac{4(3Rr_0 - R^2 - 2r_0^2)}{\alpha} [\varphi - (\beta - \sigma)] - \right. \\ & - \frac{2(5R^2 - 11Rr_0 + 6r_0^2)}{\alpha^2} [\varphi - (\beta - \sigma)]^2 + \frac{8(R - r_0)^2}{\alpha^3} [\varphi - (\beta - \sigma)]^3 - \\ & - \frac{2(R - r_0)^2}{\alpha^4} [\varphi - (\beta - \sigma)]^4 - \\ & - 4 \lg \xi (R - r_0)^2 \left( \frac{1}{\alpha} - \frac{5}{\alpha^2} \left\{ \varphi - (\beta - \sigma) + \frac{6}{\alpha^3} [\varphi - (\beta - \sigma)]^2 - \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{2}{\alpha^4} [\varphi - (\beta - \sigma)]^3 \right\} \right) \right]. \end{aligned} \quad (119)$$

Сравнение результатов изменения мгновенного расхода рабочей жидкости, всасываемой в камеру между пластинами, в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ротора показало (рис. 36), что при

радиальном расположении пластин с учетом и без учета их объема мгновенный расход существенно различается, наклонное же расположение пластин на расход рабочей жидкости влияет незначительно.

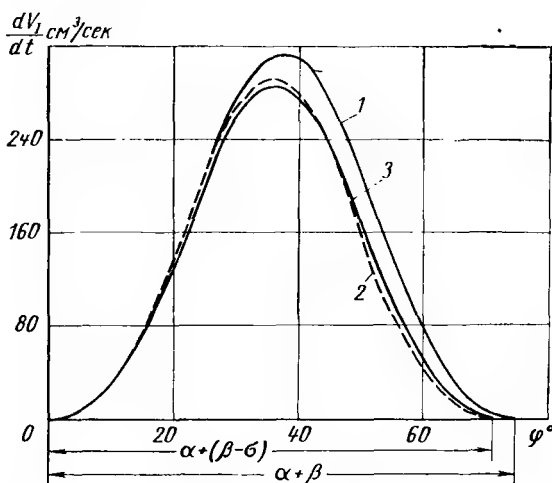


Рис. 36. Зависимость мгновенного расхода  $\frac{dV_I}{dt}$  от угла  $\varphi$  поворота ротора:

1 — для насоса с радиальным расположением пластин без учета их объема; 2 — для насоса с радиальным расположением пластин с учетом их объема. Кривые 1 и 2 построены по уравнениям (104) — (108) соответственно при  $\sigma = 0$  и  $\sigma > 0$ ; 3 — для насоса с наклонным расположением пластин с учетом их объема [кривая построена по уравнениям (115) — (119)]  $r_0 = 29$  мм;  $R = 33,5$  мм;  $\alpha = 45^\circ$ ;  $b = 2$  мм;  $B = 24$  мм;  $\omega = 104,7$  сек $^{-1}$ ;  $\zeta = 8^\circ 12'$

### ПРОЦЕСС ПЕРЕНОСА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В КАМЕРЕ ИЗ ПОЛОСТИ ВСАСЫВАНИЯ В ПОЛОСТЬ НАГНЕТАНИЯ В НАСОСАХ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

При вращении ротора объем рабочей жидкости, заключенный в камере, перемещается от окна всасывания распределительного диска к окну нагнетания. При соединении камеры с окном нагнетания рабочая жидкость, находящаяся в напорной магистрали под давлением  $p_n$ , устремляется в открывшуюся камеру, заполненную рабочей жидкостью при низком давлении  $p_{вс}$ , и сжимает ее. Этот процесс отрицательно влияет на равномерность подачи и сопровождается акустическим эффектом — характерным щелчком, который тем сильнее, чем выше давление в полости нагнетания и скорость перехода камеры из полости всасывания в полость нагнетания. Последовательное чередование таких щелчков вызывает шум при работе насоса.

Повышение равномерности подачи и уменьшение шума достигаются путем выполнения на распределительных дисках прорезей

треугольного сечения (рис. 37) [20], [27], [28]. Размеры этих прорезей рассчитывают по уравнению изменения объема рабочей жидкости в камере:

$$(\Delta V_{II})_K = \frac{p_{K1}}{E_{жс}} V_{II}, \quad (120)$$

где  $p_{K1}$  — давление в камере между пластинами;  $p_{вс} < p_{K1} < p_n$ ;  $E_{жс}$  — модуль упругости рабочей жидкости;

$$V_{II} = \frac{B}{2} (R^2 - r_p^2) (\beta - \sigma_1), \quad (121)$$

здесь  $\sigma_1$  — угол  $\sigma$  (см. рис. 30) при перемещении пластин по большому радиусу  $R$  статора.

Преобразовывая уравнение (120) и дифференцируя его по  $t$ , получим

$$\frac{dp_{K1}}{dt} = \frac{E_{жс}}{V_{II}} \cdot \frac{d(\Delta V_{II})_K}{dt}. \quad (122)$$

Если пренебречь перетеканием рабочей жидкости через зазоры, то скорость изменения давления  $\frac{dp_{K1}}{dt}$  в камере определится расходом рабочей жидкости, поступающей из полости нагнетания через прорезь в распределительном диске в камеру между пластинами. Этот расход определяется уравнением

$$q = \mu F \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_n - p_{K1})}, \quad (123)$$

где

$\mu$  — коэффициент расхода, установленный экспериментально; для прорези треугольного сечения  $\mu = 1,29$  [31];

$F$  — площадь проходного сечения прорези, промежуточное значение которой при длине ее открытия  $l$  (рис. 37) равно

$$9 \sqrt{3} a_{II}^2 \frac{n^2}{(\varphi_{II})^2} t^2 \quad (\text{здесь } a_{II} \text{ — размер}$$

прорези;  $n$  — скорость вращения ротора в об/мин;  $\varphi_{II} = \frac{180^\circ l_{II}}{\pi R_{II}}$  — угол, на котором расположена рабочая часть прорези;  $t$  — время поворота ротора на угол  $\varphi$ , соответствующий длине открытия  $l$ );

$g = 981 \text{ см/сек}^2$  — ускорение силы тяжести;

$\gamma = 0,0009 \text{ кг/см}^3$  — удельный вес индустриального масла, применяемого в качестве рабочей жидкости.

Так как  $\frac{d(\Delta V_{11})_k}{dt} = q$ , то

$$\frac{dp_{к1}}{dt} = \frac{E_{ж}}{V_{11}} 9\mu \sqrt{\frac{6g}{\gamma}} \frac{a_{11}^2 n^2}{(\varphi_{11}^\circ)^2} t^2 \sqrt{p_{к1} - p_n}.$$

Интегрируя это уравнение, после преобразований получим

$$p_{к1} = p_n - \left[ \sqrt{p_n} - \frac{\mu E_{ж}}{144} \sqrt{\frac{6g}{\gamma}} \frac{a_{11}^2}{(\varphi_{11}^\circ)^2 V_{11} n} (\varphi^\circ)^3 \right]^2. \quad (124)$$

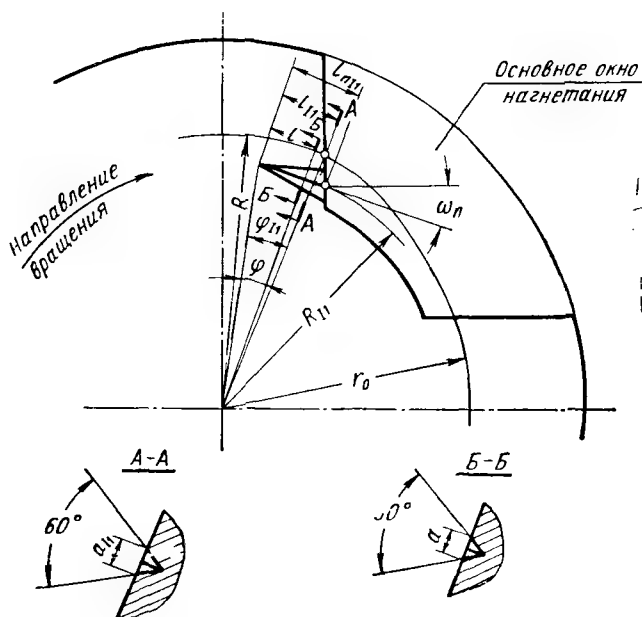


Рис. 37. Схема расположения прорези у основного окна нагнетания распределительного диска

Для определения размера прорезей следует принять в уравнении (124)  $p_{к1} = p_n = p_{n \max}$ ;  $\varphi^\circ = \varphi_{11}^\circ$  и из полученного таким образом уравнения определить искомую величину  $a_{11}$ . Для насосов, у которых прорези выполнены в обоих дисках (с двух сторон камеры), следует вместо  $V_{11}$  подставлять  $\frac{V_{11}}{2}$ . Тогда

$$a_{11} = 6 \sqrt[4]{\frac{2}{3} \cdot \frac{\gamma}{g \mu^2 E_{ж}^2}} \sqrt{\frac{n V_{11} \sqrt{p_{n \max}}}{\varphi_{11}}}, \quad (125)$$

где  $p_{n \max}$  — наибольшее давление нагнетания.

Необходимая ширина прорези увеличивается при увеличении давления нагнетания и объема камеры и при уменьшении длины



прорези. Полная длина прорези  $l_{n11}$  определяется по уравнению

$$l_{n11} = \frac{2R}{\cos \omega_n} \sin \frac{\varepsilon - \beta}{2} \sin \frac{\beta}{2}, \quad (126)$$

где  $\varepsilon$  — угол, на котором расположена перемычка между окнами в распределительном диске (см. рис. 30);

$\omega_n$  — угол между направлением прорези и перпендикуляром к вертикальной оси симметрии диска.

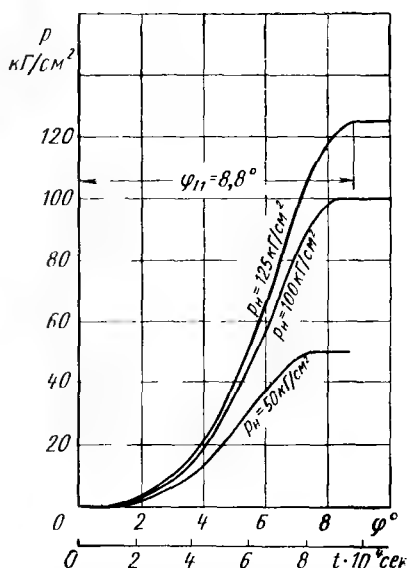


Рис. 38. Повышение давления  $p_{k1}$  в камере между пластинами (при втекании рабочей жидкости через прорези) в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ротора.  $p_n \text{ max} = 125 \text{ кг/см}^2$ ;  $E_{жс} = 17\,000 \text{ кг/см}^2$ ;  $V_{11} = 3,56 \text{ см}^3$ ;  $\mu = 1,29$ ;  $n = 1500 \text{ об/мин}$ ;  $\gamma = 0,0009 \text{ кг/см}^3$

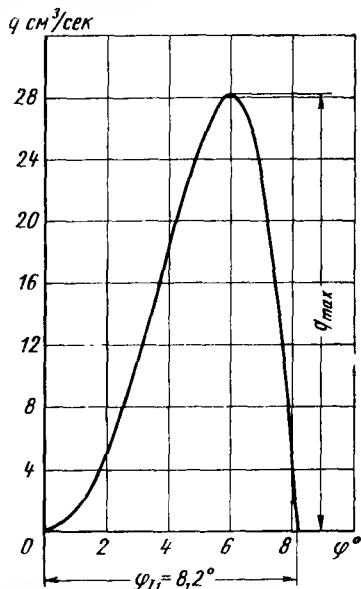


Рис. 39. Зависимость мгновенного расхода рабочей жидкости  $q$ , втекающей в камеру между пластинами через прорезь, от угла  $\varphi$  поворота ротора:

$p_n = 125 \text{ кг/см}^2$ ;  $E_{жс} = 17\,000 \text{ кг/см}^2$ ;  $V_{11} = 3,56 \text{ см}^3$ ;  $\mu = 1,29$ ;  $n = 1500 \text{ об/мин}$ ;  $\gamma = 0,0009 \text{ кг/см}^3$

На рис. 38 показано изменение давления  $p_{k1}$  в камере при различных значениях  $p_n$ . График построен по уравнению (124).

Зная размеры прорези, можно определить мгновенный расход рабочей жидкости, втекающей в камеру. Подставив в уравнение (123) значение  $p_{k1}$  из уравнения (124) (учитывая, что прорези расположены в обоих дисках), получим

$$q = \frac{\mu}{4} \sqrt{\frac{6g}{\gamma}} \frac{a_{11}^2}{(\varphi_{11}^\circ)^3} (\varphi^\circ)^2 \left[ \sqrt{p_n} - \frac{\mu E_{жс}}{72 V_{11} n} \sqrt{\frac{6g}{\gamma}} \frac{a_{11}^2}{(\varphi_{11}^\circ)^2} (\varphi^\circ)^3 \right]. \quad (127)$$

Максимальное значение  $q$  можно найти обычным способом нахождения максимума функции:

$$q_{\max} = \frac{9}{5} \mu \frac{n}{\varphi_{11}} \sqrt{\frac{6gp_n}{\gamma}}^3 \sqrt{\frac{2V_{11}^2 p_n \varphi_{11} a_{11}^2}{25E_{\text{ж}}^2 g n}}. \quad (128)$$

На рис. 39 показано изменение мгновенного расхода рабочей жидкости. График построен по уравнению (127).

Для насосов, работающих по схеме, показанной на рис. 16, давление в камере под пластинами, а также расход рабочей жидкости, втекающей в нее через прорезь, определяются аналогично. Для этого следует в формулы (124), (127) и (128) вместо  $a_{11}$ ,  $\varphi_{11}$  и  $V_{11}$  подставить соответствующие значения  $a_{111}$ ,  $\varphi_{111}$  и  $V_{111}$  для камеры под пластинами.

### ПРОЦЕСС НАГНЕТАНИЯ В НАСОСАХ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Ввиду того что в полости нагнетания внутренняя поверхность статора и размеры окон распределительных дисков такие же, как и в полости всасывания, величины мгновенного расхода нагнетаемой рабочей жидкости определяются теми же зависимостями, что и для процесса всасывания, а графики изменения расхода в зависимости от угла поворота ротора  $\varphi$  не отличаются от приведенных на рис. 31—33. Для насосов, работающих по схеме на рис. 16, уравнение (85), определяющее коэффициент неравномерности подачи в результате геометрического изменения объемов камер, примет вид

$$\delta_{\text{нз}} = \frac{\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\max} - \left(\frac{dV}{dt}\right)_{\min}}{Q_r} 100\%, \quad (129)$$

где  $\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\max}$  и  $\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\min}$  — максимальный и минимальный мгновенные расходы рабочей жидкости, нагнетаемой насосом (рис. 33);

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\max} = \left(\frac{dV_1}{dt}\right)_{n \max} + \left(\frac{dV_{11}}{dt}\right)_{n \min}; \quad (130)$$

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\min} = \left(\frac{dV_1}{dt}\right)_{n \min} + \left(\frac{dV_{11}}{dt}\right)_{n \max}; \quad (131)$$

$$Q_r = \omega B (R^2 - r_0^2). \quad (132)$$

Используя выведенные ранее уравнения, определяющие мгновенный расход  $\frac{dV_I}{dt}$  в пяти зонах, после преобразований получим:

$$\begin{aligned} \left( \frac{dV_I}{dt} \right)_{n \max} = & 2\omega B \left\{ \frac{R^2 - r_0^2}{2} - \frac{2r_0(R - r_0)}{\alpha^2} \sigma(\alpha - \beta) + \right. \\ & + \frac{2(R - r_0)^2}{\alpha^4} [\sigma^3(6\alpha - 7\beta - 5\sigma) - 3\sigma^2(\alpha - \beta)^2 - \\ & - \beta\sigma(3\alpha^2 + \beta^2)] - \frac{4(2r_0 - R)(R - r_0)}{\alpha} \sigma - \frac{2(5R^2 - 11Rr_0 + 6r_0^2)}{\alpha^2} \times \\ & \times (\alpha + \beta)\sigma + \left. \frac{2(R - r_0)^2}{\alpha^3} [3(\alpha + \beta)^2\sigma + \sigma^3] \right\}; \quad (133) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \left( \frac{dV_I}{dt} \right)_{n \min} = & 2\omega B \left\{ 2r_0(R - r_0) + \frac{r_0(R - r_0)}{2\alpha^2} (\alpha - \sigma)^2 - \right. \\ & - \frac{(R - r_0)^2}{\alpha^4} \alpha\sigma(\alpha^2 + \sigma^2) - \frac{2(2r_0 - R)(R - r_0)}{\alpha} (\alpha + \sigma) - \\ & - \left. \frac{5R^2 - 11Rr_0 + 6r_0^2}{2\alpha^2} (\alpha + \sigma)^2 + \frac{(R - r_0)^2}{\alpha^3} (\alpha + \sigma)^3 \right\}. \quad (134) \end{aligned}$$

Аналогично имеем

$$\left( \frac{dV_{II}}{dt} \right)_{n \max} = 4\omega Bb \frac{R - r_0}{\alpha^2} (\alpha - \sigma); \quad (135)$$

$$\left( \frac{dV_{II}}{dt} \right)_{n \min} = 8\omega Bb \frac{R - r_0}{\alpha^2} (\alpha - \beta). \quad (136)$$

Эти уравнения справедливы для  $z = 10$  и  $z = 12$  (при  $\alpha = 45^\circ$ ). Аналогично можно получить уравнения и для большего числа  $z$ .

Расчеты, проведенные по уравнениям (129)–(136), показывают, что, например, для насосов средней производительности ( $Q = 25 \div 70$  л/мин) величина  $\delta_{нз} = 1,27 \div 1,3\%$ , а для насосов большей производительности еще меньше. Для насосов малой производительности ( $Q = 5 \div 18$  л/мин) величина  $\delta_{нз} = 3 \div 3,2\%$ . Так как во всех этих насосах пластины имеют одинаковую толщину  $\left( \frac{b}{2} = 2 \text{ мм} \right)$ , то в насосах малой производительности толщина пластин оказывает несколько большее влияние на неравномерность подачи, чем в насосах большой производительности. Влияние толщины пластин на величину  $\delta_{нз}$  показано на рис. 40.

Коэффициент  $\delta_{нз}$  уменьшается с увеличением числа пластин  $z$ . Так, для насоса типа БГ12-2 производительностью  $Q = 70$  л/мин при  $z = 10$   $\delta_{нз} = 1,27\%$ , при  $z = 14$   $\delta_{нз} = 0,4\%$ ; для  $z = 16$   $\delta_{нз} = 0,11\%$ .

Экспериментальное определение неравномерности подачи показало, что коэффициент  $\delta_{н2}$  для насосов БГ12-2 производительностью от 5 до 70 л/мин не превышает 3%.

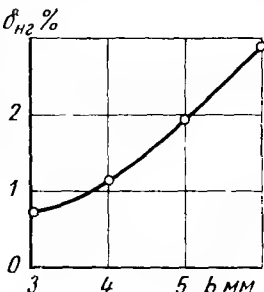
По уравнениям (129)–(136) можно подсчитать также величину  $\delta_{н2}$  для насосов, работающих по схеме на рис. 6. Для этого в уравнениях (130) и (131) следует принять  $\left(\frac{dV_{II}}{dt}\right)_{n \min} = 0$  и  $\left(\frac{dV_{II}}{dt}\right)_{n \max} = 0$ .

Действительная величина коэффициента неравномерности подачи существенно отличается от величин, определяемых по ранее приведенным формулам. Это объясняется явлением перетекания рабочей жидкости вследствие ее сжатия из полости нагнетания через прорезы в распределительных дисках в камеру насоса при ее переходе из полости всасывания в полость нагнетания, как это было рассмотрено выше. Из-за этого происходят колебания величин давления и расхода с частотой, определяемой формулой

$$f = \frac{nz}{60} \text{ сек}^{-1}. \quad (137)$$

Рис. 40. Зависимость коэффициента  $\delta_{н2}$  неравномерности подачи от толщины  $b$  пластины:

$z = 10$ ;  $r_0 = 44 \text{ мм}$ ;  $R = 46,7 \text{ мм}$ ;  $\alpha = 45^\circ$ ;  $B = 35 \text{ мм}$ ;  $\omega = 157 \text{ сек}^{-1}$



Коэффициент неравномерности подачи  $\delta_{н2}$  вследствие сжатия рабочей жидкости без учета геометрического изменения объемов камер можно определить по формуле, аналогичной выражению (85):

$$\delta_{н2} = \frac{4q_{\max}}{Q_T} 100\%, \quad (138)$$

где коэффициент 4 означает, что рабочая жидкость втекает из полости нагнетания в камеру одновременно через четыре прорезы (с двух диаметрально противоположных сторон ротора и со сторон обоих распределительных дисков). Заменяя  $q_{\max}$  и  $Q_T$  их значениями из уравнений (128) и (132), в которых вместо  $V_{II}$  и  $a_{II}$  подставлены их значения из уравнений (121) и (125), после преобразований получим

$$\delta_{н2} = 0,66 \frac{(R^2 - r_p^2)(\beta - \sigma_1)}{(R^2 - r_0^2)} \frac{\sqrt[6]{p_n^5 p_{n \max}}}{\Psi_{II}} \%, \quad (139)$$

где  $0 < p_n < p_{n \max}$ , а коэффициент 0,66 определен для  $E_{ж} = 17\,000 \text{ кг/см}^2$ ;  $\mu = 1,29$ ;  $g = 981 \text{ см/сек}^2$ ;  $\gamma = 0,0009 \text{ кг/см}^3$ .

Уравнение (139) показывает, что коэффициент неравномерности подачи  $\delta_{н2}$  уменьшается при понижении давления нагнетания и увеличении: числа пластин (уменьшении  $\beta$ ), толщины пла-

стин (увеличении  $\sigma$ ), угла  $\varphi_{11}$ , при котором происходит повышение давления в камере.

На неравномерность подачи влияет сжатие рабочей жидкости в камерах насоса. Согласно рис. 41, из общего расхода рабочей жидкости, подаваемой насосом, работающим по схеме на рис. 16, вычитаются расходы жидкости, втекающей в камеры между пластинами (большие впадины), и в камеры под пластинами (меньшие

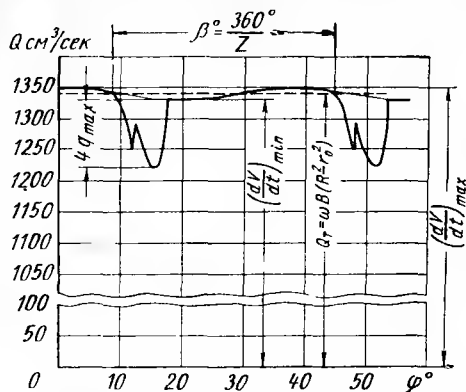


Рис. 41. Теоретическая зависимость мгновенного расхода от угла поворота ротора (с учетом геометрического изменения объемов камер и сжатия рабочей жидкости в камерах при их переносе из полости всасывания в полость нагнетания):

$z = 10$ ;  $r_0 = 44$  мм;  $R = 46,7$  мм;  $\alpha = 45^\circ$ ;  
 $b = 4$  мм;  $B = 35$  мм;  $p_H = 125$  кг/см²;  
 $E_{жс} = 17\,000$  кг/см²;  $V_{I1} = 3,56$  см³;  $V_{II1} = 0,872$  см³;  
 $\omega = 157$  сек⁻¹;  $\gamma = 0,0009$  кг/см³;  
 $\mu = 1,29$

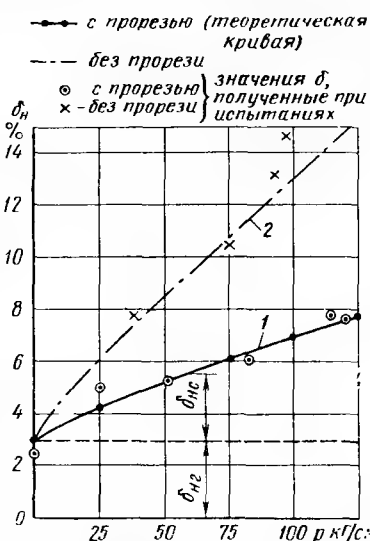


Рис. 42. Зависимость коэффициента  $\delta_H$  неравномерности подачи насоса БГ12-22 от давления в напорной магистрали

впадины). Общий коэффициент неравномерности подачи  $\delta_H$  можно приближенно определять по уравнению

$$\delta_H \approx \frac{\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\max} - \left[\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\min} - 4q_{\max}\right]}{Q_T} 100\% \quad (140)$$

или

$$\delta_H \approx \delta_{H2} + \delta_{Hс} \quad (141)$$

Изменение коэффициента неравномерности  $\delta_{Hс}$  и  $\delta_H$  в зависимости от давления нагнетания  $p_H$  показано на рис. 42. Графики построены по приведенным формулам для насоса, работающего по схеме на рис. 16, распределительные диски которого были выполнены с прорезями (кривая 1) и без них (кривая 2). Введение прорезей существенно снижает коэффициент неравномерности подачи [20], [27], [28].

## ПРОЦЕСС ПЕРЕНОСА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В КАМЕРЕ ИЗ ПОЛОСТИ НАГНЕТАНИЯ В ПОЛОСТЬ ВСАСЫВАНИЯ В НАСОСАХ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

При соединении камеры, в которой заключен объем рабочей жидкости при давлении нагнетания, с окном всасывания рабочая жидкость в камере расширяется, часть ее выходит из камеры во всасывающую магистраль, и давление в камере становится равным давлению всасывания. При этом процессе условия более благоприятные, чем при переносе камеры из полости всасывания в полость нагнетания, так как в данном случае переносится только «мертвый» объем [50], в несколько раз меньший объема камеры, переносимой из полости всасывания в полость нагнетания.

Путем введения прорезей у всасывающих окон распределительных дисков может быть осуществлено плавное снижение давления в камере, для определения которого составляется дифференциальное уравнение, аналогичное полученному при рассмотрении процесса переноса жидкости из полости всасывания в полость нагнетания [27], [28].

В результате интегрирования этого дифференциального уравнения, величина давления в камере между пластинами в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ротора, для случая, когда прорезы расположены в обоих дисках (с двух сторон камеры), может определяться по формуле

$$p_{\kappa 2} = \left[ \frac{\mu E_{\text{ж}}}{72} \sqrt{\frac{6g}{\gamma}} \frac{a_{12}^2}{(\varphi_{12}^{\circ})^2 V_{12} n} (\varphi^{\circ})^3 - \sqrt{p_{\kappa}} \right]^2, \quad (142)$$

где  $a_{12}$  — ширина прорези;

$\varphi_{12}$  — угол, на котором расположена прорезь;

$V_{12}$  — объем камеры между пластинами, расположенной у малого радиуса  $r_0$  статора.

На основании уравнения (142) определяются размеры прорези, при которых обеспечивается плавное снижение давления в камере:

$$a_{12} = 6 \sqrt[4]{\frac{2}{3} \cdot \frac{\gamma}{g \mu^2 E_{\text{ж}}^2} \sqrt{\frac{n V_{12} \sqrt{p_{\kappa \max}}}{\varphi_{12}}}}. \quad (143)$$

## ШУМ В ПЛАСТИНЧАТЫХ НАСОСАХ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Обработка большого количества частотных спектров шума и осциллограмм колебания давления в напорной магистрали пластинчатых насосов двойного действия показывает, что наиболее существенные компоненты этих частотных спектров и осциллограмм равны или кратны основной частоте, определяемой формулой (137).

Был исследован частотный спектр шума насоса Г12-41Б, работающего по схеме, показанной на рис. 6 (осциллограмма колеба-

ний давления в напорной магистрали приведена на рис. 44). Для насоса Г12-41Б скорость вала составляла около 1500 об/мин при числе пластин  $z = 8$ , что по формуле (137) определяет основную частоту колебаний  $f \approx 200$  гц. Эта частота является наиболее существенным компонентом спектра, определяющим шум насоса (см. рис. 43). Имеются и другие компоненты, влияющие на шум, возникновение которых определяется другими причинами (рис. 45).

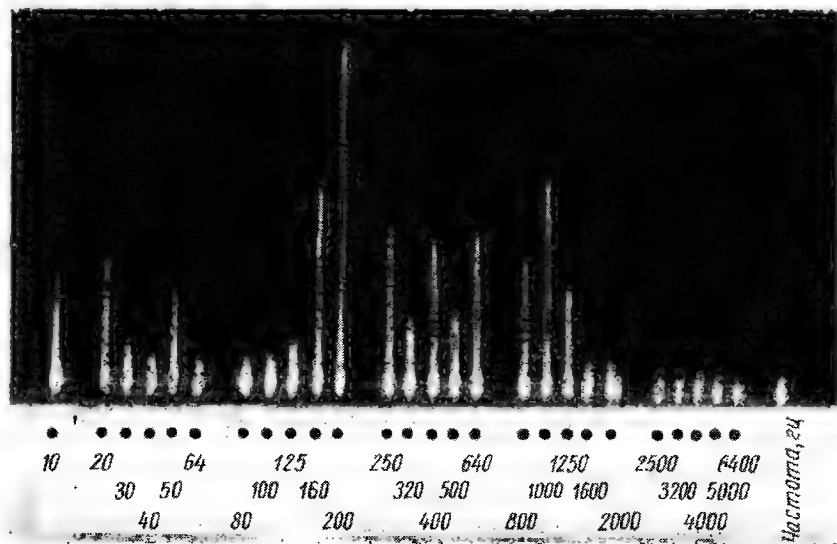


Рис. 43. Частотный спектр шума пластинчатого насоса Г12-41Б:  
скорость вращения 1500 об/мин;  $p_H = 64$  кг/см<sup>2</sup>;  $z = 8$

Большое влияние на шум насоса оказывают засасывание воздуха во всасывающую магистраль насоса и небрежный монтаж муфты. При установлении причин, вызывающих шум насосов, всегда следует иметь в виду также электродвигатель, вращающий вал насоса, и, в частности, вентилятор, который обычно устанавливают на валу электродвигателя для охлаждения его обмоток. В данном случае удаление вентилятора с вала электродвигателя привело к уменьшению уровня шума на 1,5 дб при давлении 125 кг/см<sup>2</sup> и 10 дб при давлении нагнетания, близком к нулю. Следовательно, при более точных исследованиях шумовых характеристик насос следует устанавливать в помещении, изолированном от каких-либо источников шума, в том числе и от шума электродвигателя. Значительное уменьшение шума было достигнуто после установки плиты, на которой были смонтированы насос с электродвигателем, на резиновые подкладки.

Частотный спектр шума насоса, характеризующий влияние упомянутого выше вентилятора на шум насоса, представлен на рис. 46. Так как вентилятор имеет 12 лопастей, частота колебаний

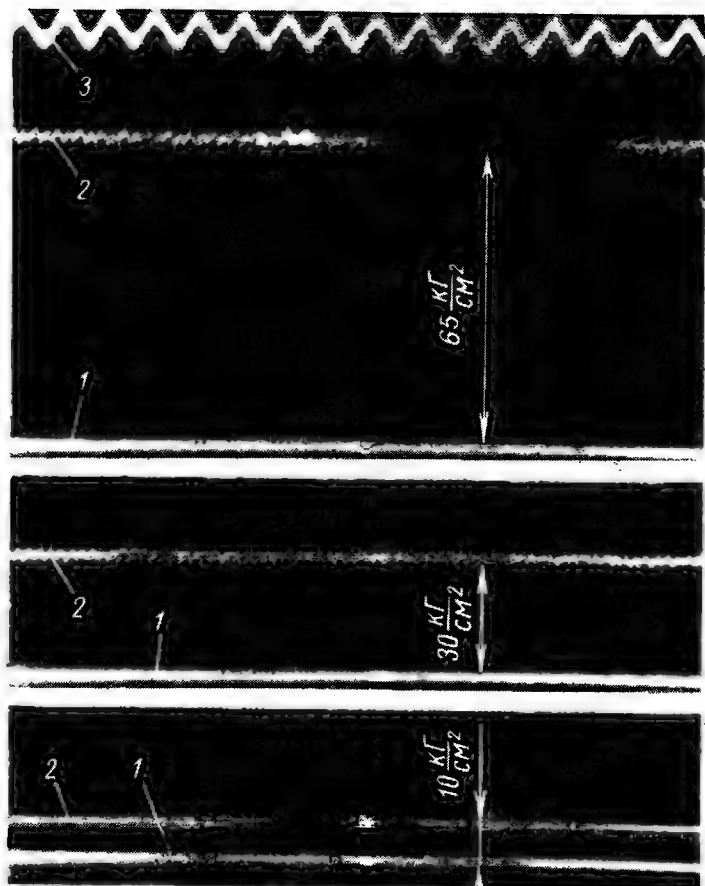


Рис. 44. Осциллограммы колебания давления в напорной магистрали пластинчатого насоса двойного действия в восемью пластинами:

скорость вращения 1500 об/мин; частота отметчика времени 50 гц;  
1 — нулевая линия; 2 — кривая пульсации давления; 3 — кривая отметчика времени

составляет  $f = \frac{1500 \cdot 12}{60} = 300$  гц. На частотном спектре эта частота соответствует наибольшему пику; кратные ей частоты 600 и 900 гц также находят отражение в частотном спектре. В частотном спектре шума (насос тот же), снятого после удаления вентилятора и уста-



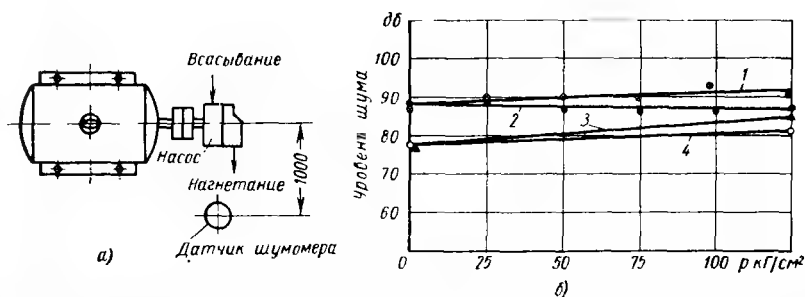


Рис. 45. Схема проведения испытания (а) и зависимость уровня шума от давления нагнетания (б) для насоса БГ12-22 (производительность 18 л/мин, рабочее давление до 125 кг/см<sup>2</sup>):

Измерения: 1 — первоначальные; 2 — после устранения подсосывания воздуха и люфта в муфте; 3 — после снятия вентилятора с ротора электродвигателя; 4 — после установки плиты с насосом и электродвигателем на резиновые подкладки

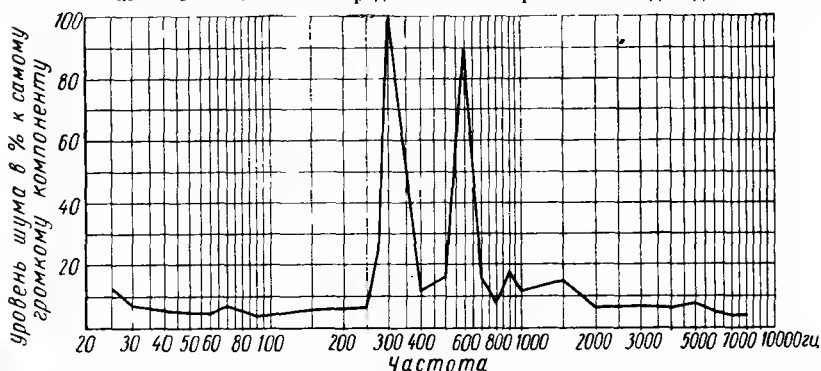


Рис. 46. Частотный спектр шума пластинчатого насоса БГ12-22: скорость вращения 1500 об/мин, число пластин 10, давление нагнетания 125 кг/см<sup>2</sup>, температура масла 38° С, уровень шума 86—87 дБ (после устранения подсосывания воздуха и люфта в приводной муфте)

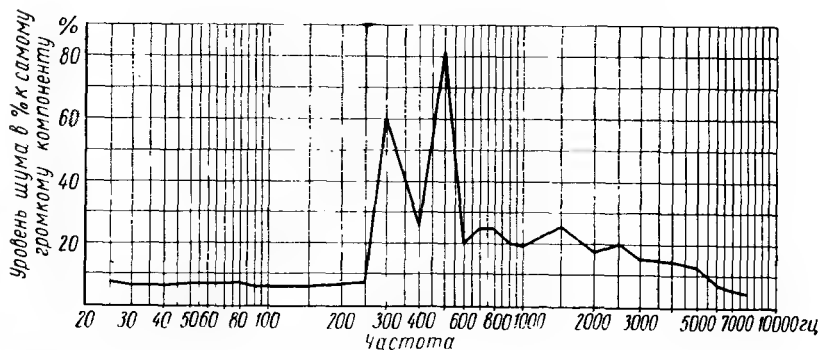


Рис. 47. Частотный спектр шума пластинчатого насоса БГ12-22: скорость вращения 1500 об/мин; число пластин 10; давление нагнетания 125 кг/см<sup>2</sup>; температура масла 34—46° С; уровень шума 81,5 дБ

новки плиты на резиновых подкладках (рис. 47) наиболее существенным компонентом является частота 500 *гц*, возникновение которой может быть объяснено тем, что насос имеет 10 камер между пластинами и 10 камер под пластинами (насос работает по принципиальной схеме, представленной на рис. 16). Тогда, по формуле (137), для  $n \approx 1500$  об/мин и  $z = 20$  получим  $f = 500$  *гц*. Для дальнейшего исследования и установления причин, вызывающих шум насоса, следует определить частоту собственных колебаний возможных его возбудителей, к числу которых в данном случае относятся труба, соединяющая насос с клапаном, и клапан типа Г52, включающий в себя золотник-клапан и шариковый клапан. Частоту собственных колебаний трубы с зажатými концами можно рассчитать по уравнению [62]

$$f = 2\pi \sqrt{\frac{E_r J g}{3G l^3}} \text{ гц}, \quad (144)$$

где  $E_r$  — модуль упругости материала трубы в  $\text{кг/см}^2$ ;  
 $g$  — ускорение силы тяжести ( $981 \text{ см/сек}^2$ );  
 $l$  — длина трубы в *см*;  
 $G$  — вес трубы вместе с весом заполняющего ее масла в  $\text{кг}$ ;  
 $J$  — момент инерции сечения трубы в  $\text{см}^4$ ;  
 $J = \frac{\pi}{64} (d_n^4 - d_e^4)$ ;  
 $d_n$  и  $d_e$  — соответственно наружный и внутренний диаметры трубы в *см*.

Подсчет частоты собственных колебаний по уравнению (144) для трубы, у которой  $l = 14$  *см*;  $d_n = 2,7$  *см*;  $d_e = 2,1$  *см*;  $J = 1,65 \text{ см}^4$ ;  $G = 0,29 \text{ кг}$ ; при  $E_r = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ , позволяет получить  $f = 7500$  *гц*. Колебания такой высокой частоты не могут быть в данном случае существенным компонентом в общем уровне шума.

Частоту собственных колебаний клапана можно рассчитать по уравнению [62]

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \text{ гц}, \quad (145)$$

где  $m$  — масса колеблющегося тела в  $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$ ;  
 $c$  — жесткость пружины в  $\text{кг/см}$ ;

$$c = \frac{d^4 E_n}{64 i r^3};$$

здесь  $d$  — диаметр проволоки пружины в *см*;  
 $E_n$  — модуль упругости проволоки в  $\text{кг/см}^2$ ;  
 $i$  — число витков пружины;  
 $r$  — радиус пружины в *см*.

В данном случае уравнение (145) следует применить к золотнику клапана и шариковому клапану, имеющим следующие параметры: диаметр пружины золотника  $0,15 \text{ см}$ ;  $r = 0,325 \text{ см}$ ;  $i = 16$ ;  $c = 11,9 \text{ кг/см}$ ; масса золотника  $11,75 \cdot 10^{-5} \text{ кгсек}^2/\text{см}$ ; диаметр пружины шарикового клапана  $0,3 \text{ см}$ ;  $r = 0,325 \text{ см}$ ;  $i = 15$ ;  $C = 165 \text{ кг/см}$ ; масса шарикового клапана  $1,93 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$ .

По уравнению (145) имеем: для золотника-клапана  $f = 50,9 \text{ гц}$ , для шарикового клапана  $f = 468 \text{ гц}$ .

Колебания низкой частоты ( $f = 50,9 \text{ гц}$ ) также не являются существенным компонентом в общем уровне шума (рис. 47). Однако колебания шарикового клапана с частотой  $f = 468 \text{ гц}$  близки к частоте  $500 \text{ гц}$ , которой соответствует пиковое значение наиболее существенного компонента в общем уровне шума. Поэтому в данном случае после устранения всех причин, вызывавших ранее повышенный шум насоса, в числе оставшихся возбудителей шума следует учитывать работу двадцати камер насоса и колебания шарикового клапана.

Полученные экспериментальные материалы и изложенные выше результаты их обработки позволяют сделать общий вывод о том, что при исследовании шума насосов всегда надо иметь в виду кроме процессов, происходящих в самом насосе, процессы во всей гидросистеме, а также в электродвигателе и приводном устройстве. Большое влияние оказывают зазоры между пластинами и стенками пазов ротора. При работе насоса Г12-23 на давлении нагнетания, большем  $30 \text{ кг/см}^2$ , шум увеличивается с увеличением зазоров более  $0,05 \text{ мм}$  (рис. 48). При работе на низких давлениях ( $p_n < 30 \text{ кг/см}^2$ ) шум насоса практически не увеличивается при увеличении зазоров до  $0,16 \text{ мм}$ .

Изменение угла наклона пластин также оказывает заметное влияние на величину уровня шума насоса. При испытаниях насоса Г12-25А производительностью  $100 \text{ л/мин}$  было установлено, что уменьшение угла наклона пластины с  $8^\circ 06'$  до  $5^\circ 20'$  дало уменьшение уровня шума на  $1,5 \text{ дб}$ , а уменьшение угла до  $4^\circ$  дало уменьшение уровня шума еще на  $3,5 \text{ дб}$ . Дальнейшее уменьшение угла наклона до  $2^\circ 40'$  дало незначительное уменьшение уровня шума (на  $0,5 \text{ дб}$ ).

Заметное увеличение уровня шума насоса Г12-23 наблюдается при уменьшении длины прорези на распределительных дисках: без прорези уровень шума на  $4 \text{ дб}$  выше, чем у того же насоса с прорезью. Это происходит в результате увеличения скорости нарастания давления в камере при ее переносе из полости всасывания в полость нагнетания.

На основании проведенной в ЭНИМСе работы можно рекомендовать следующие общие мероприятия по снижению шума пластинчатых насосов.

1. В насосах Г12-2 и Г12-4 величину зазора между пластинами и стенками пазов ротора не рекомендуется делать более  $0,03 \text{ мм}$ .

В то же время, во избежание заклинивания пластин в пазах ротора, следует обеспечивать минимальную величину зазора не менее 0,01 мм.

В насосах БГ12-2, где пластины прижимаются к статору лишь центробежной силой, зазор между пластинами и стенками пазов ротора должен быть в пределах 0,03—0,05 мм.

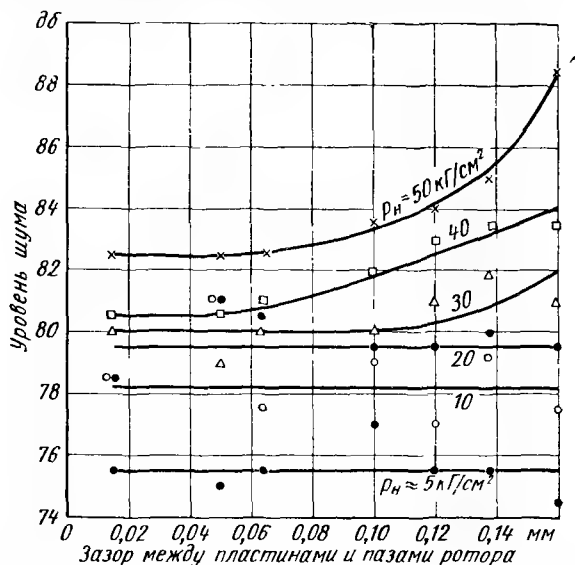


Рис. 48. Зависимость уровня шума пластинчатого насоса Г12-23 от величины зазоров между пластинами и стенками пазов ротора (при разном давлении нагнетания):

скорость вращения 1000 об/мин; температура масла 23—31°С; насос работает по схеме на рис. 6

2. Чтобы не происходило изменения заземленного объема рабочей жидкости в камере при его переносе от полости всасывания к полости нагнетания (на участке большого постоянного радиуса статора) и от полости нагнетания к полости всасывания (на участке малого постоянного радиуса статора), необходимо точно выполнять края окон в распределительных дисках. Допуск на расстояние между соседними окнами рекомендуется принимать до 0,2 мм.

По той же причине несоосность внутренней поверхности статора и его наружной поверхности не рекомендуется допускать более 0,02 мм, биение наружной поверхности ротора относительно центрирующего диаметра внутреннего шлицевого отверстия — не более 0,03—0,05 мм, смещение отверстий в статоре и в распределительных дисках для фиксирующего штифта — не более  $\pm 30'$ . Кроме того, несоосность центрирующего диаметра шлицев вала относительно шеек для подшипников рекомендуется не более

0,05 мм, а несоосность отверстий в корпусных деталях под подшипники и под статор — не более 0,01—0,02 мм.

3. С целью уменьшения вибрации ротора относительно вала рекомендуется центрировать ротор по наружному диаметру шлицев с посадкой  $\frac{A}{X}$ .

4. Важное значение имеет точное угловое расположение пазов ротора. Ошибка в шаге пазов приводит к тому, что две диаметрально противоположные камеры между пластинами сообщаются с окнами в распределительных дисках в разное время, ввиду чего появляются неуравновешенные силы от давления рабочей жидкости, нагружающие ротор в радиальном направлении. Это приводит к вибрации ротора на валу и связанному с ней шуму. Для предотвращения этого явления следует точно соблюдать угловое расположение пазов: смещение стенок двух диаметрально противоположных пазов не рекомендуется допускать более 0,15 мм.

5. Для уменьшения скорости повышения давления в камере между пластинами при ее переносе от полости всасывания к полости нагнетания рекомендуется делать увеличенные угловые перекрытия ( $\epsilon > \beta$ ), что дает возможность увеличивать длину прорезей на распределительных дисках.

6. Шум насоса в значительной степени зависит от качества его монтажа, поэтому для снижения шума рекомендуется:

а) применять упругую муфту для привода вала насоса; валы насоса и электродвигателя должны быть строго сцентрированы (см. стр. 215);

б) всасывающую и сливную трубы, во избежание попадания воздуха в масло, опустить ниже его уровня не менее чем на три диаметра трубы (для труб малого диаметра — не менее чем на 50 мм), а внутри бака должна быть сделана перегородка высотой  $\frac{2}{3}$  нормального уровня масла, разделяющая всасывающую трубу насоса от сливной; объем масляного бака должен быть не менее двухминутной производительности насоса;

в) устанавливать насос с электромотором на плите, имеющей виброизолирующие подкладки;

г) выбирать размер всасывающей трубы, обеспечивающий величину вакуума на входе в насос не более 150 мм рт. ст. [26].

### КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ В ГИДРОМОТОРАХ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

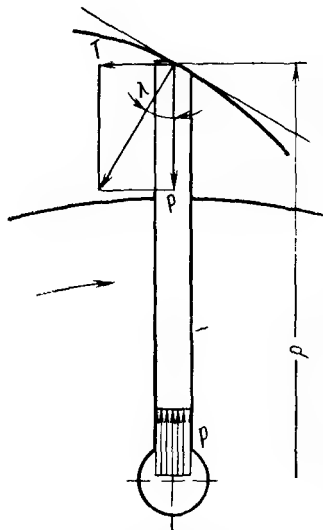
Как было установлено, крутящий момент, развиваемый гидромотором двойного действия, без учета толщины пластин выражается уравнением (73). Чтобы учесть толщину пластин, из момента, определяемого уравнением (73), нужно вычесть момент, возникающий на пластинах, находящихся в полости слива, который оказывает тормозящее действие вследствие того, что пластины прижимаются давлением рабочей жидкости к статору

(рис. 49). Тормозящий момент, создаваемый двумя диаметрально противоположными пластинами, без учета силы трения между пластинами и статором

$$M_n = 2T\rho = 2P\rho \operatorname{tg} \lambda;$$

здесь  $P$  — радиальная составляющая реакции от силы давления пластины на профиль статора;

$\lambda$  — угол между направлением радиуса  $\rho$  и нормалью к касательной, проведенной в точке касания пластины с кривой статора;



$$\operatorname{tg} \lambda = - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{d\varphi}. \quad (146)$$

С учетом последнего выражения значение тормозящего момента

$$M_n = 2pBb \frac{d\rho}{d\varphi}.$$

Для статора с профилем, построенным по уравнению (27), дифференцированным по  $\varphi$ , тормозной момент (при изменении  $\varphi$  от 0 до  $\frac{\alpha}{2}$ )

$$M_n = \frac{8pBb(R - r_0)}{\alpha^2} \varphi. \quad (147)$$

При изменении  $\varphi$  от  $\alpha/2$  до  $\alpha$  в уравнение (146) надо подставить производную  $\frac{d\rho}{d\varphi}$ , определенную из уравнения

(30). Для этих условий

$$M_n = \frac{8pBb(R - r_0)}{\alpha} \left(1 - \frac{\varphi}{\alpha}\right). \quad (148)$$

Рис. 49. Схема для расчета тормозящего момента в пластинчатом гидромоторе двойного действия

Изменение тормозящего момента  $M_n$  в зависимости от угла поворота ротора  $\varphi$  показано на рис. 50. Графики построены по уравнениям (147) и (148).

Тормозящий момент  $M_n$  резко изменяется от 0 до  $M_{n \max}$  при  $z = 8$  и  $\alpha = \beta$  (рис. 50, а). Тормозящий момент при  $z = 12$  изменяется более равномерно, так как в этом случае он создается одновременно двумя парами пластин.

Наибольшие пики при  $\varphi = \alpha/2$ ,  $\varphi = \beta + \alpha/2$ ,  $\varphi = 2\beta + \alpha/2$  и т. д. объясняются тем, что при построении принято  $\alpha/2 \neq \beta$ .

Из приведенных соображений следует, что в гидромоторах двойного действия равномерность развиваемого теоретического крутящего момента существенно зависит от выбора числа пластин и величины угла  $\alpha$ . Для определения его величины из уравне-

ния (73) надо вычесть значение суммарного тормозящего момента  $\sum M_n$ . Следовательно,

$$M_T = M - \sum M_n = pB (R^2 - r_0^2) - \sum 2pBb \frac{d\varphi}{d\psi}, \quad (149)$$

где знак  $\sum$  учитывает сумму тормозящих моментов, создаваемых несколькими пластинами.

Исследования показали (рис. 51), что при числе пластин  $z = 12$  и различных углах  $\alpha$  совершенно равномерный теоретический

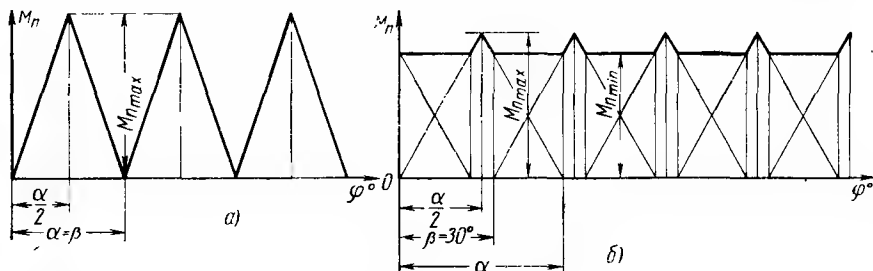


Рис. 50. Изменение тормозящего момента  $M_n$  в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ротора гидромотора двойного действия:

*a* — число пластин 8; *б* — число пластин 12

крутящий момент  $M_T$  создается при  $\alpha/2 = \beta$ . В этом случае  $\alpha = \frac{4\pi}{z}$ ; тогда при  $\varphi = \frac{\alpha}{2}$  уравнение (147) принимает вид

$$M_{n \max} = \sum 2pBb \frac{d\varphi}{d\psi} = \frac{pBb (R - r_0) z}{\pi}.$$

После подстановки этого значения суммарного тормозящего момента в уравнение (149) получаем

$$M_T = \frac{pB}{\pi} (R - r_0) [\pi (R + r_0) - bz]. \quad (150)$$

Уравнение (150) не отличается от ранее полученного уравнения (74).

Аналогичное построение (см. рис. 51) может быть выполнено для гидромотора с восемью пластинами, для чего из значения  $M = pB (R^2 - r_0^2)$  надо вычесть значения  $M_n$ , определяемые формулами (147) и (148) (см. также рис. 50, *a*). Очевидно, что теоретический крутящий момент в этом случае будет существенно неравномерным. Коэффициент неравномерности при этом может быть определен из уравнения (66), в котором для данного случая  $M_{\max} =$

—  $M_{\min} = M_{n \max}$ , причем  $M_{n \max}$  определяется из уравнения (147), в котором принимается  $\varphi = \alpha/2$  и  $\alpha = 2\pi/z$ . Таким образом,

$$M_{\max} - M_{\min} = M_{n \max} = \frac{2pBb(R-r_0)z}{\pi}.$$

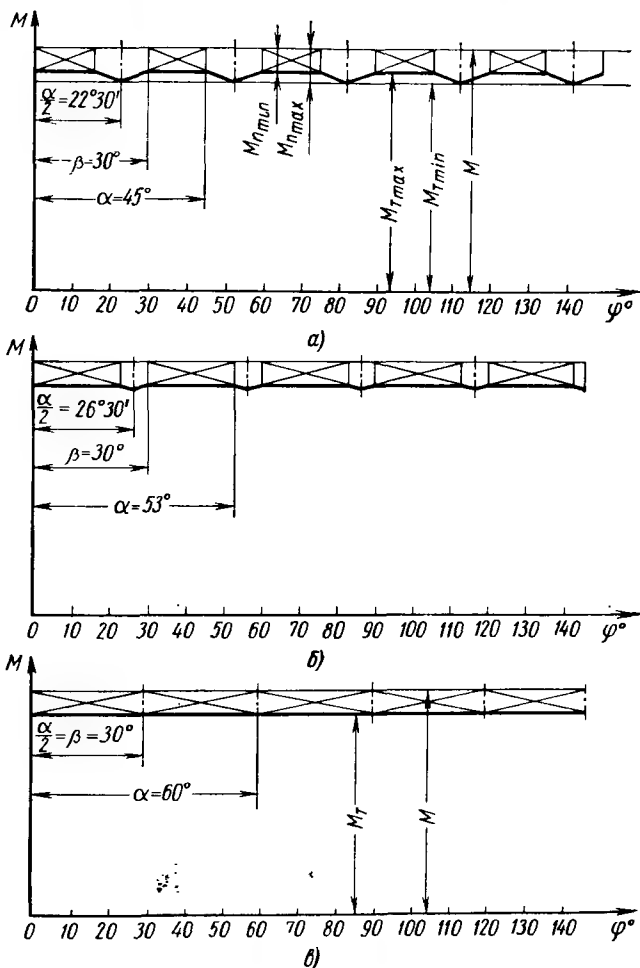


Рис. 51. Изменение теоретического крутящего момента в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ротора для пластинчатого гидромотора двойного действия с двенадцатью пластинами:

а — для  $\alpha = 45^\circ$ ; б — для  $\alpha = 53^\circ$ ; в — для  $\alpha = 60^\circ$

Значение  $M_r$  в уравнении (66) определяется по уравнению (74). В результате подстановки упомянутых значений

$$\delta = \frac{2bz}{\pi(R+r_0) - bz} 100\%. \quad (151)$$



Для гидромотора с восемью пластинами и размерами  $b = 2 \text{ мм}$ ,  $R = 33,5 \text{ мм}$  и  $r_0 = 29 \text{ мм}$  получаем  $\delta = 17,8\%$ . Для гидромотора с десятью пластинами график изменения  $M_n$  в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ротора аналогичен представленному на рис. 50, а и коэффициент неравномерности будет также существенным; величина его определяется уравнением (151). Приведенные соображения позволяют сделать вывод о том, что в гидромоторах двойного действия число пластин должно быть не менее двенадцати.

### КОНСТРУКЦИИ ПЛАСТИНЧАТЫХ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ ОДНОКРАТНОГО ДЕЙСТВИЯ

Конструкции насосов и гидромоторов однократного действия основаны на принципиальной схеме, представленной на рис. 1, действие которой было рассмотрено ранее. Наиболее широко такие насосы и гидромоторы применяются в машиностроении ФРГ и в меньшей степени США. В отечественном машиностроении насосы и гидромоторы однократного действия заметного распространения не получили, что объясняется широким применением насосов и гидромоторов двойного действия, обладающих преимуществами, рассмотренными выше. Тем не менее конструкции таких насосов и гидромоторов заслуживают внимания главным образом потому, что они легко могут быть выполнены регулируемыми, чего нельзя осуществить в конструкциях двойного и многократного действия. Регулирование может осуществляться от руки или автоматически в соответствии с заданными условиями.

Конструкция регулируемого насоса фирмы «Racine» (США) с постоянным направлением потока представлена на рис. 52. Изменение производительности насоса осуществляется перемещением статора 1, опирающегося для уменьшения трения на игольчатый подшипник 2. Массивный вал 3, на шлицах которого насажен ротор 4 с наклонными пластинами 7, опирается на подшипники 5 и 6 и воспринимает нагрузку от давления рабочей жидкости на ротор. Вал, ротор, статор и пластины изготовлены из термически обработанных легированных сталей. При пуске насоса пластины выбрасываются центробежной силой; во время работы пластины гидравлически уравновешены. В насосах используются бронзовые распределительные диски 8, осуществляющие распределение рабочей жидкости и имеющие окна для уравновешивания пластин.

В насосе предусмотрены встроенные органы управления, позволяющие автоматически, в зависимости от нагрузки, изменять величину эксцентриситета. Для этого имеется пружина 9, которая стремится установить статор 1 с минимальным эксцентриситетом, т. е. в положение, соответствующее нулевой производительности. В то же время три сильные пружины 10 действуют через дифференциальный поршень 11 на статор 1, смещая его в сторону наибольшего значения эксцентриситета. Давление рабочей жидкости,

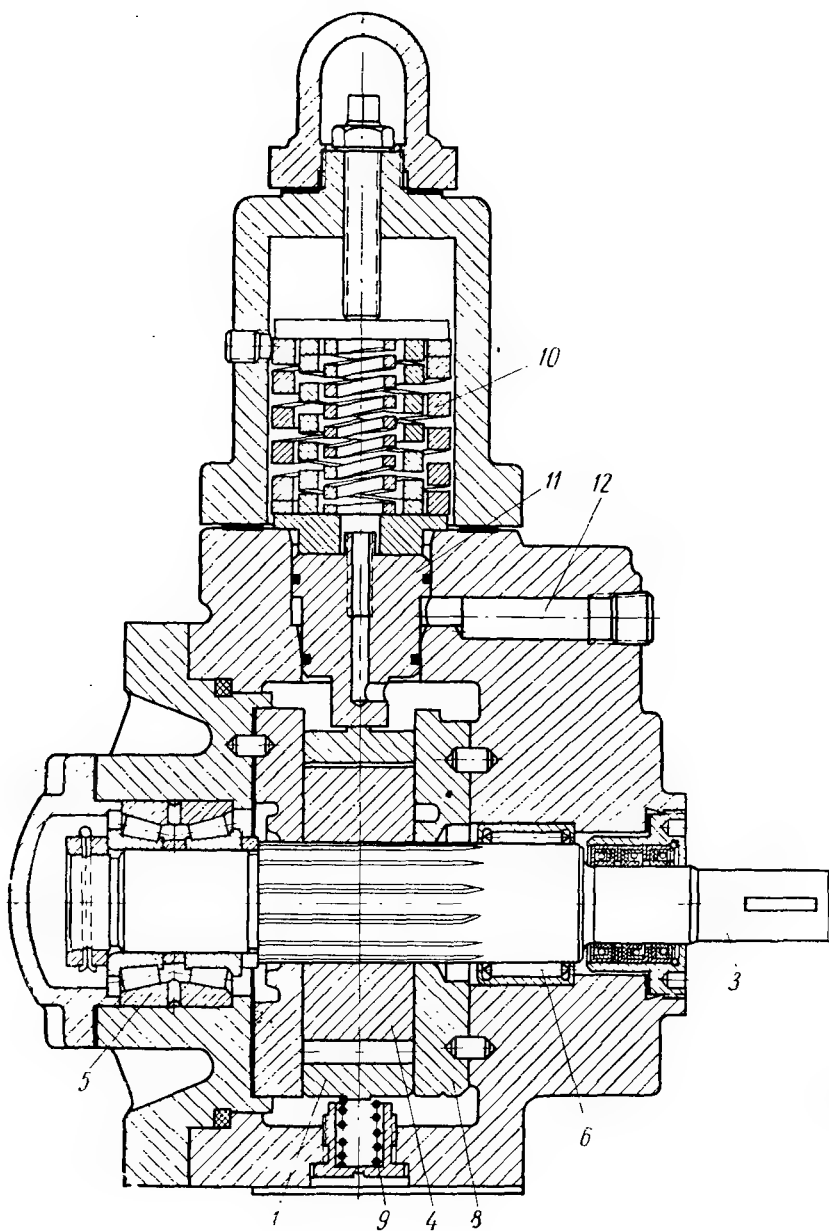
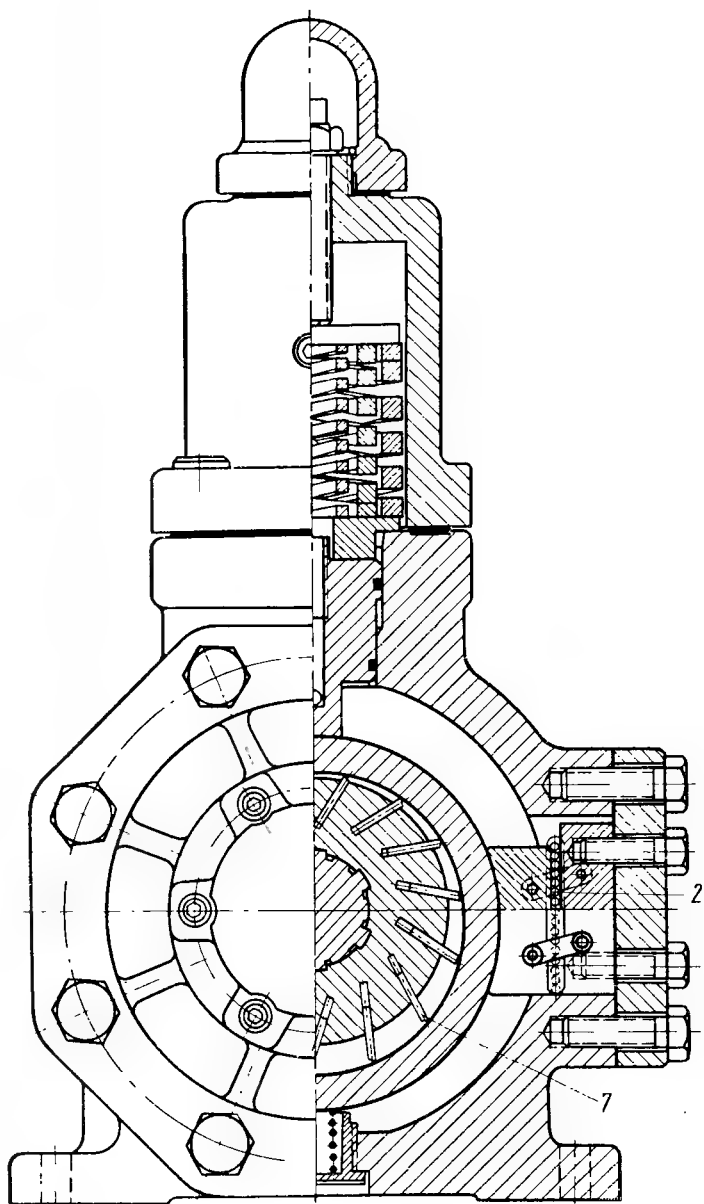


Рис. 52. Конструкция пластин



чатого насоса фирмы «Rasine»

нагнетаемой насосом и подводимой через отверстие 12, действует на дифференциальный поршень 11 и воспринимается пружинами 10. Когда при возрастании нагрузки увеличивающееся давление рабочей жидкости в напорной магистрали преодолевает усилие пружин 10, поршень 11 поднимается, и статор 1 под действием пружины 9 передвигается в сторону уменьшения эксцентриситета, в результате чего уменьшается производительность насоса [50].

Насосы рекомендуются фирмой для максимального давления  $70 \text{ кг/см}^2$  (для некоторых моделей допускается кратковременная работа при давлении до  $105 \text{ кг/см}^2$ ) и выпускаются производительностью от 18,9 до  $265 \text{ л/мин}$ . Рекомендуемая вязкость масла от 45 до 55 *сст* при температуре  $+38^\circ \text{C}$ , максимальная температура масла  $+65^\circ \text{C}$ . Насосы «Racine» выпускают в одинарном и двойном исполнении.

Пластинчатые гидромоторы фирмы «Racine», как и насосы — однократного действия. Поэтому вал гидромотора вращается в тяжелых подшипниках, воспринимающих радиальную нагрузку на ротор от давления рабочей жидкости. Фирма изготавливает гидромоторы нескольких размеров с максимальной мощностью до 16 *квт*. Скорости вращения этих гидромоторов от 50 до 3500 *об/мин*. Рабочее давление до  $105 \text{ кг/см}^2$ .

Фирма «Oswald Forst» (ФРГ) выпускает регулируемые пластинчатые насосы «Epor» (рис. 53). В пазах ротора 1 расположены одиннадцать пластин 2, принудительно ведомых при помощи сухарей 4, скользящих в кольцевых канавках боковых дисков 5. Для лучшего уплотнения между пластиной 2 и статором 3 по всей длине верхней кромки пластины 2 имеется паз, в который помещена стальная пластина 6, прижимаемая к внутренней поверхности статора 3 пружинной. Ротор 1 насоса насажен на шлицы вала 7, вращающегося в тяжелых роликовых конических подшипниках 8. Так как этот насос однократного действия, то его ротор гидравлически нагружен давлением рабочей жидкости со стороны полости нагнетания. Эта нагрузка воспринимается роликоподшипниками.

Изменение производительности насоса осуществляется смещением статора 3 от среднего положения. Изменение эксцентриситета осуществляется вручную с помощью маховика 9.

Рабочая жидкость всасывается и нагнетается по каналам 10, расположенным в статоре 3. Конструкция гидромотора выполняется аналогично.

Фирма «Boehlinger» (ФРГ) выпускает гидropередачи «Sturm», состоящие из пластинчатого насоса и пластинчатого гидромотора, аналогичных по конструкции. В этих гидropередачах регулирование скорости вращения на выходе осуществляется или путем изменения эксцентриситета насоса, или путем изменения эксцентриситета гидромотора, или изменением того и другого вместе.

В конструкции гидropередачи (рис. 54) регулирование осуществляется изменением эксцентриситета насоса, а гидромотор вы-

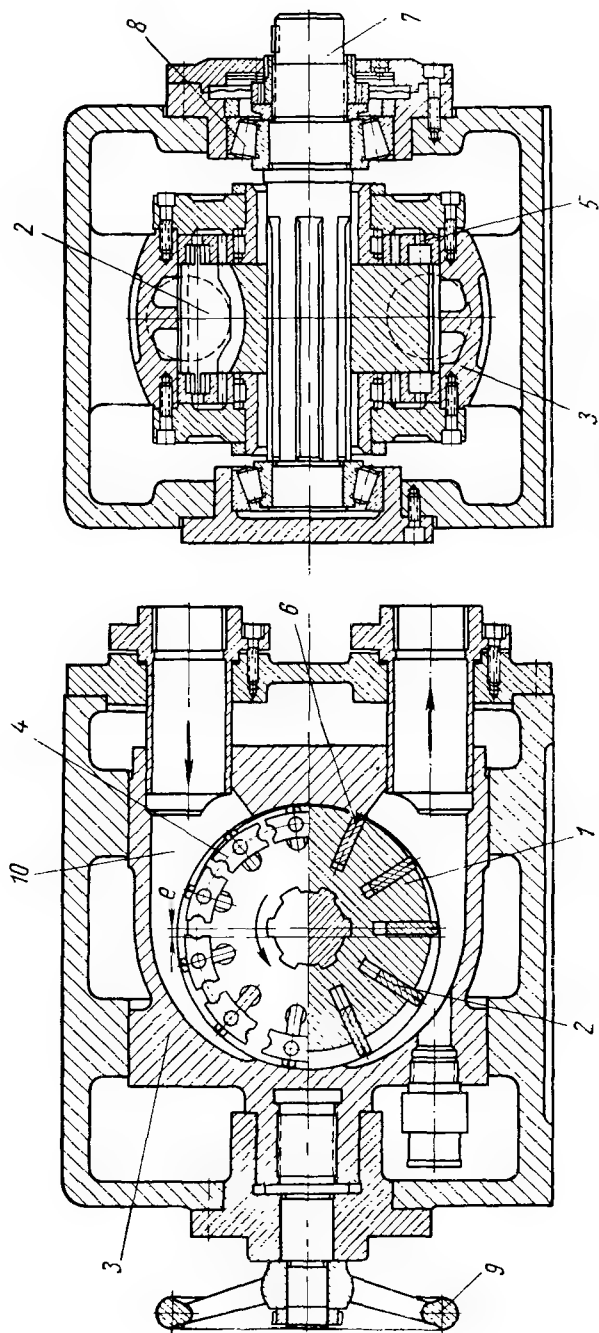


Рис. 53. Конструкция пластинчатого насоса «Епог»

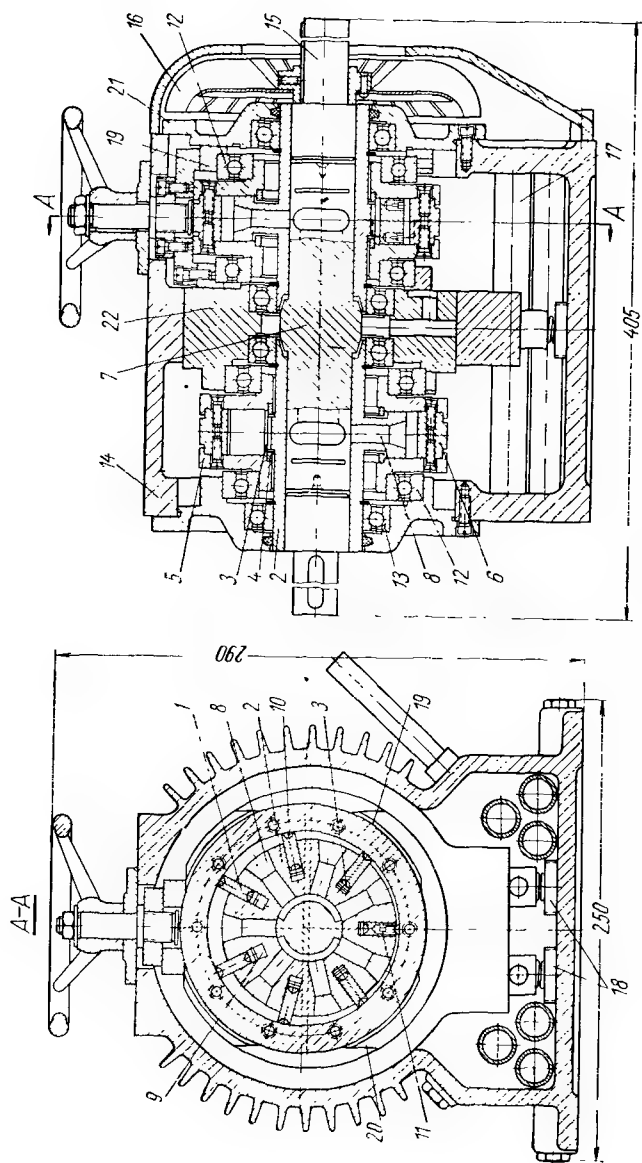


Рис. 54. Конструкция гидропередачи «Sturtp» (насос—гидромотор)

выполнен регулируемым. В остальном конструкции насоса и гидромотора аналогичны.

Ведение семи пластин 1, расположенных в радиальных пазах ротора 2, осуществляется с помощью ползушек 3, скользящих по кольцам 4, расположенным в боковых дисках 5 концентрично со статором 6. Насос и гидромотор имеют общую распределительную ось 7; подвод и отвод рабочей жидкости в камеры между пластинами 1 осуществляется через каналы 8 в роторе 2.

Полости 9 под пластинами 1 соединены с дренажом. Для лучшего уплотнения между пластиной 1 и статором 6 на верхней кромке каждой пластины имеется специальный поворотный элемент 10, скользящий по внутренней поверхности статора 6 и прижимаемый к нему пружинами 11.

Статор 6 вместе с боковыми дисками 5 вращается в шарикоподшипниках 12, что снижает трение и уменьшает износ деталей. Так как насос и гидромотор однократного действия, то имеется неуравновешенная сила от давления рабочей жидкости со стороны полости нагнетания, которая действует и на ротор 2, и на статор 6. Шарикоподшипники 13 ротора 2 и шарикоподшипники 12 статора 6 предназначены для восприятия этой силы.

Насос и гидромотор расположены в общем корпусе 14, служащем одновременно резервуаром для рабочей жидкости. Для лучшего охлаждения на валу 15 насоса насажен вентилятор 16, который прогоняет воздух через трубы 17, расположенные в корпусе 14 ниже уровня рабочей жидкости, и по ребрам корпуса 14.

Для обеспечения возможности работы насоса при обоих направлениях вращения и для защиты от перегрузки в насосе встроены клапаны 18.

При изменении эксцентриситета насоса статор 6 с дисками 5, шарикоподшипниками 12 и кольцами 19 со срезанными параллельно один другому краями перемещаются по направляющим 20, выполненным в крышке 21 и втулке 22.

### **НАСОСЫ ОДНОКРАТНОГО ДЕЙСТВИЯ С ДВУМЯ ПЛАСТИНАМИ**

Насос С12-12, выпускаемый Елецким заводом «Гидропривод» (рис. 55), работает по принципиальной схеме, приведенной на рис. 5.

В корпусе 1 на штифте 6 укреплен статор 3. Утолщенная часть валика 5, расположенного эксцентрично по отношению к круглому отверстию статора 3, имеет паз, в котором находятся две пластины 4, распираемые пружиной 7 для постоянного соприкосновения пластин с внутренней поверхностью статора 3. Валик 5 вращается в бронзовой втулке 8, запрессованной в корпус 1. Всасывание происходит за счет увеличения пространства между пластиной 4, статором 3 и валиком 5 при вращении этого валика. С торцов камера всасывания ограничена корпусом 1 и крышкой 2. Нагнетание происходит за счет уменьшения камеры нагнетания.

Статор 3 и крышка 2 изготавливаются из стали 15, цементированной и закаленной, пластины 4 — из закаленной стали 45, валик 5 — из улучшенной стали 45, корпус 1 — из чугуна СЧ21-40. Производительность насоса 5,7 л/мин, давление до 1,5 кг/см<sup>2</sup>. Тот же завод выпускает аналогичные насосы С12-21 и С12-23 (нормаль МН3032-61) производительностью соответственно 1,6 и 5 л/мин

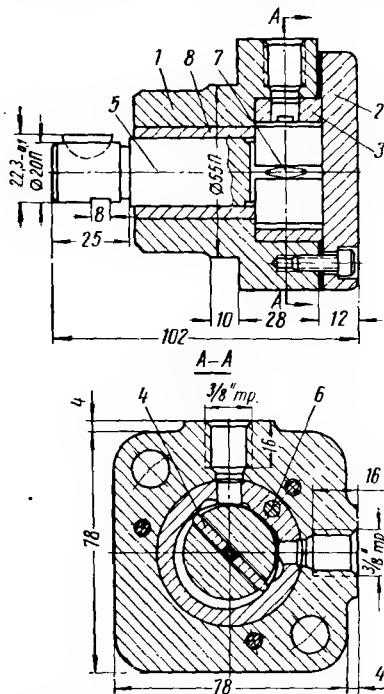


Рис. 55. Конструкция пластинчатого насоса С12-12 для смазки

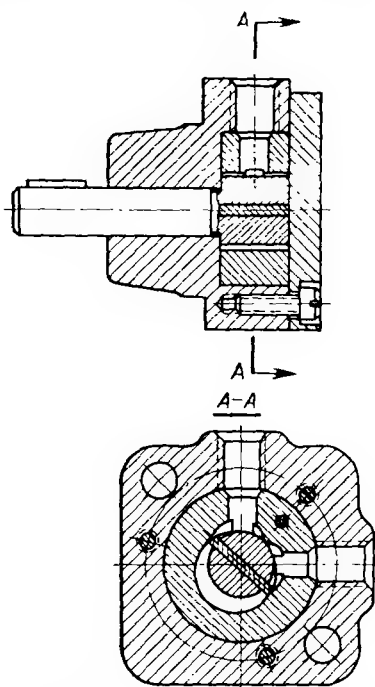


Рис. 56. Конструкция пластинчатого насоса типа С12-2 для смазки

при давлении до 2,5 кг/см<sup>2</sup> [47] (рис. 56). В этих насосах вместо двух пластин, распираемых пружиной, установлена одна, а отверстие в статоре выполнено из двух полукружностей, расстояние между центрами которых 0,1—1,1 мм. Такая конструкция, исключая пружину, более надежна, но требует точного изготовления внутренней поверхности статора. Статор изготавливается из стали 20Х, цементированной и закаленной, пластина — из стали 40Х, валик — из стали 45, закаленной с нагревом т. в. ч.

Насос С12-4, выпускаемый Елецким заводом «Гидропривод», нагнетает рабочую жидкость при любом направлении вращения вала. При вращении вала по часовой стрелке (рис. 57) рабочая жидкость всасывается через отверстие 17 в корпусе 1 и отверстие 12



в статоре 4 и подается в напорную магистраль через отверстие 13 в статоре 4 и отверстие 18 в корпусе 1. Штифт 9 статора 4, расположенный в пазу 10 промежуточной крышки 2, находится в крайнем правом положении. При изменении направления вращения вала 6 статор 4, увлекаемый трением пластин 5, прижимаемых к статору 4 пружиной 16, поворачивается в направлении вращения

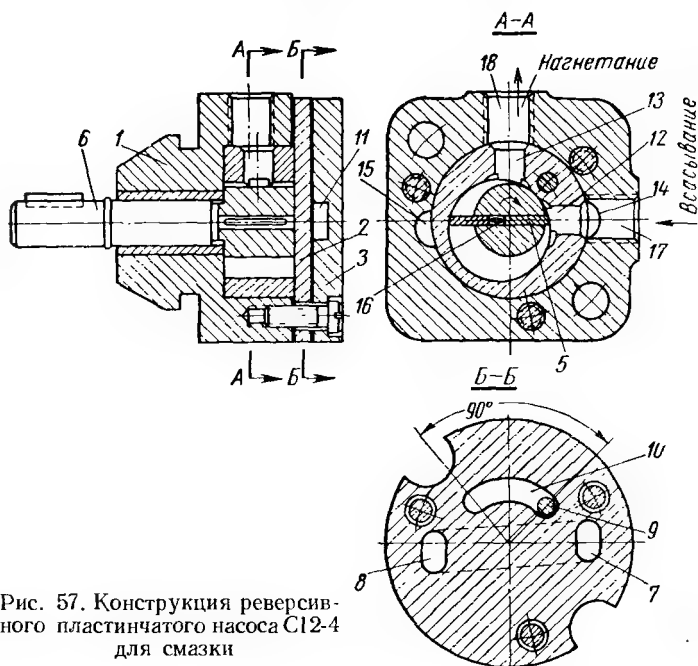


Рис. 57. Конструкция реверсивного пластинчатого насоса С12-4 для смазки

вала 6 (в данном случае — против часовой стрелки) на  $90^\circ$  до упора штифта 9 в левую стенку паза 10. Отверстие 12 статора 4 при этом устанавливается против отверстия 18 корпуса 1, а отверстие 13 статора 4 — против канала 15 корпуса 1. Всасывание рабочей жидкости происходит через отверстие 17 и канал 14 корпуса 1 и далее через отверстие 7 в промежуточной крышке 2, канал 11 в крышке 3, отверстие 8 в промежуточной крышке 2, канал 15 корпуса 1 и отверстие 13 статора 4. Нагнетание рабочей жидкости осуществляется через отверстие 12 статора 4 и отверстие 18 корпуса 1. Производительность насосов 1,6; 3; 5 и 8 л/мин; давление до  $2,5 \text{ кг/см}^2$ . Детали изготовляют из тех же материалов, что и у насосов С12-2. Насосы С12 предназначены для подачи рабочей жидкости в смазочные системы машин [47]. При изготовлении деталей насосов С12 следует руководствоваться данными, приведенными ниже (см. табл. 3—5).

В насосах фирмы «Portable Electric Tools» (США) в пазу ротора 1 (рис. 58) расположены две пластины 2, скользящие своими плоскостями одна по другой. Для прижима пластин 2 к статору 3 в каждой пластине имеется окно, в котором расположена пружина 4. Преимуществом насосов такой конструкции является малая величина отношения  $\frac{l_1}{l_2}$ , что благоприятно сказывается на долговечности насоса (см. ниже). Насосы модели 100 выпускают на давление  $0,6 \text{ кг/см}^2$ , производительностью  $3,79 \text{ л/мин}$  при  $180 \text{ об/мин}$  [70].

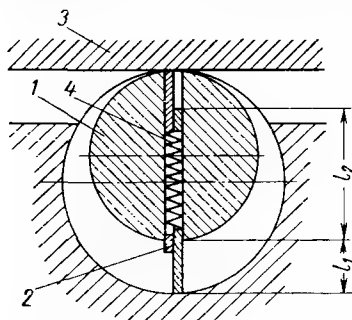


Рис. 58. Схематическое устройство пластинчатого насоса фирмы «Portable Electric Tools»

### НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Наиболее известной является конструкция насоса двойного действия, работающего по принципиальной схеме, представленной на рис. 6 [12].

В чугунном корпусе 1 с литыми каналами всасывания и нагнетания (рис. 59) смонтирован статор 2, имеющий внутри криволинейную профилированную поверхность, по которой скользят две-

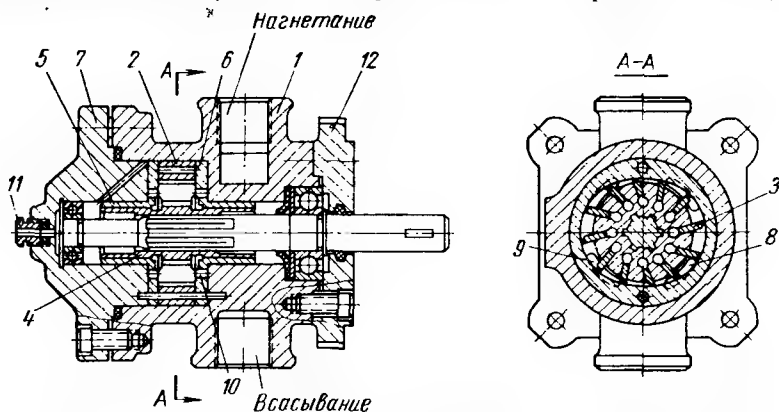


Рис. 59. Конструкция одинарного пластинчатого насоса Г12-1 (Л1Ф)

надцать закаленных пластин 3, свободно перемещающихся в радиальных пазах ротора 4. Ротор вращается в подшипниках скольжения, выполненных за одно целое с бронзовыми распределительными дисками 5 и 6, имеющими по два сквозных окна 8 для всасывания и по два таких же окна 9 для нагнетания рабочей жидкости. За один оборот ротора производится два цикла всасывания и нагнетания. Распределительные диски 5 и 6 жестко прижаты  $90^\circ$

к статору 2; прижим дисков определяется затяжкой винтов, соединяющих крышку 7 насоса с корпусом 1. Подвод рабочей жидкости под пластины для прижима их к статору осуществляется при помощи отверстий 10, соединенных с окнами 9. Для отвода утечек предназначено концевое соединение 11. Насос крепится при помощи четырех отверстий во фланце 12. Насосы большей производительности (150—200 л/мин) отличаются от насосов меньшей производительности тем, что всасывание рабочей жидкости в них

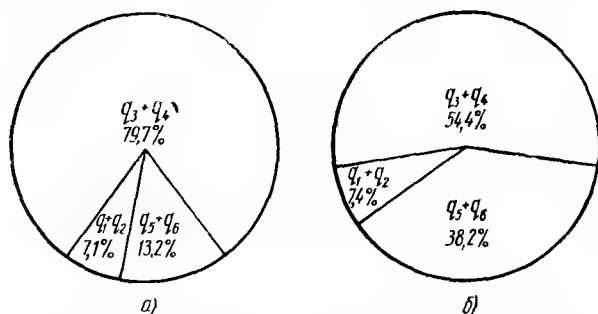


Рис. 60. Баланс объемных потерь пластинчатого насоса Г12-1 (Л1Ф) при давлении 65 кг/см<sup>2</sup> и работе на масле индустриальное 20.

а — при температуре масла 27—28° С; б — при температуре масла 49—52° С;  $q_1, \dots, q_6$  — утечки, пути которых показаны на рис. 61

осуществляется с двух сторон ротора, которые соединяются друг с другом выполненным в корпусе литым каналом.

Существенным недостатком конструкции является недостаточный срок службы, не соответствующий повышенным требованиям, предъявляемым в настоящее время.

При работе насоса, вследствие трения острых кромок вращающегося ротора и пластин о торцы бронзовых распределительных дисков, происходит быстрый износ последних, из-за чего возрастают объемные потери, и производительность насоса уменьшается.

В ЭНИМСе на основании экспериментов составлен баланс объемных потерь насосов Г12-1 (Л1Ф), выпускавшихся до 1968 г. Елецким заводом «Гидропривод» (рис. 60). Наибольшая доля в общем балансе приходится на сумму утечек  $q_3 + q_4$ , которая составляет не менее 54,4%. При этом для нового насоса доля утечек  $q_4$  мала по сравнению с  $q_3$ , так как при сравнительно небольших размерах пластин зазор между ними и пазами ничтожен (в пределах 0,02—0,03 мм). Поэтому можно предположить, что в общем балансе утечек насоса значительная часть приходится на утечки  $q_3$ , т. е. на утечки из канавки под пластинами в зону всасывания через торцевой зазор между ротором и дисками. Поэтому износ торцовых

поверхностей распределительных дисков существенно влияет на объемные потери, что особенно заметно на насосах малой производительности, в которых из-за малых скоростей движения пластины относительно пазов утечки  $q_4$  мало прогрессируют.

Кроме износа торцовых поверхностей распределительных дисков имеет место также износ рабочей кромки пластины, находящейся в контакте со статором, и износ внутренней поверхности статора. Однако этот износ не приводит к увеличению зазора между пластиной и статором, так как пластина остается прижатой к статору давлением рабочей жидкости. Как установлено эксперимен-

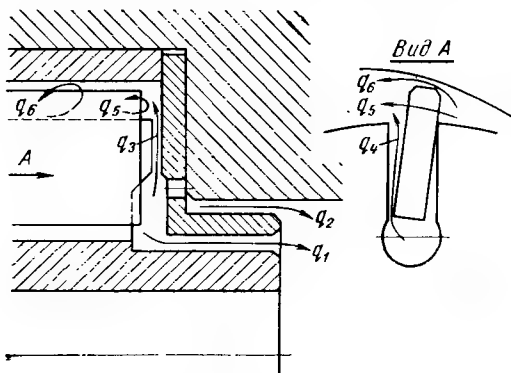


Рис. 61. Основные пути утечек в пластинчатом насосе Г12-1

тально, эти утечки ( $q_6$ ) в общем балансе имеют меньший удельный вес, чем сумма утечек (рис. 61)  $q_3 + q_4$  [15].

Для увеличения срока службы насоса следует в первую очередь повысить износостойкость торцовых поверхностей распределительных дисков. Для этого на Елецком заводе «Гидропривод» было предложено изготавливать распределительные диски из закаленной стали.

Однако применение стальных дисков вместо бронзовых при сохранении жесткого прижима дисков к статору приводит к необходимости значительно увеличивать торцевой зазор между дисками и ротором для устранения заедания ротора между дисками в условиях работы насоса без давления. Это, в свою очередь, приводит к значительному росту утечек при работе насоса под давлением и, следовательно, к резкому снижению к. п. д. насоса, что ухудшает его техническую характеристику. Поэтому один из стальных распределительных дисков выполнен плавающим, с автоматическим прижимом его к статору давлением нагнетаемой рабочей жидкости. При малых торцевых зазорах (0,02—0,03 мм на обе стороны) заедание ротора между дисками при работе насоса без давления предотвращается, потому что диск имеет возмож-

ность самоустанавливаться относительно статора и не деформируется при затяжке крышки.

Эти основные принципы были положены в основу новой конструкции пластинчатых насосов Г12-2 и Г12-4, созданной ЭНИМСом совместно с Елецким заводом «Гидропривод» [15].

В одинарных пластинчатых насосах Г12-2 производительностью от 5 до 100 л/мин (рис. 62) положение деталей насоса соответствует вращению вала по часовой стрелке (со стороны вала). В насосах производительностью от 5 до 35 л/мин применены распределитель-

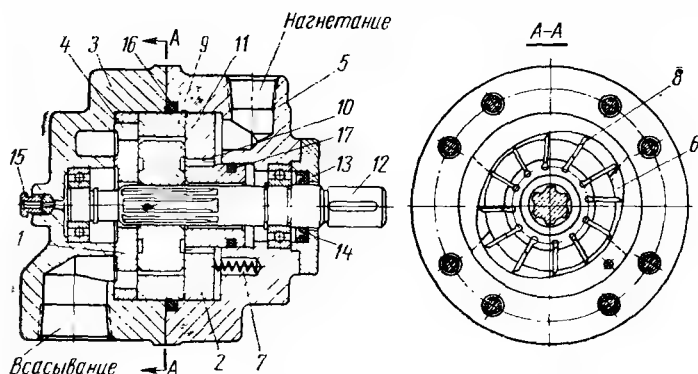


Рис. 62. Конструкция одинарного пластинчатого насоса Г12-2 производительностью 5—100 л/мин

ные диски 1 и 2, выполненные из стали 20Х, цементированной и закаленной; в насосах большей производительности диски выполнены из сурьмянистого чугуна. Со стороны всасывающего отверстия (со стороны крышки 3) расположен распределительный диск 1, в котором имеются два окна 4 для всасывания, а со стороны отверстия нагнетания (со стороны корпуса 5) расположен распределительный диск 2, в котором имеются два окна 6 для нагнетания рабочей жидкости. Диск 2 — плавающего типа; в начале работы он прижимается к статору пружинами 7, а в процессе работы — давлением в полости нагнетания. Плавающий диск 2 имеет шейку, уплотненную в отверстии корпуса 5 при помощи резинового кольца 17. Применение плавающего распределительного диска, кроме повышения износостойкости, упрощает сборку насоса, так как винты, соединяющие крышку 3 насоса с корпусом 5, можно затягивать до отказа, не прибегая к кропотливой регулировке затяжки винтов, что необходимо при применении жестко прижатых распределительных дисков. При этом исключается также возможность заедания, что случается при пуске без давления насосов старой конструкции, торцы распределительных дисков которых остаются в этот момент без смазки.

Число пластин 8 в насосах Г12-2 равно двенадцати. Пластины изготовлены из закаленной стали Р18. Прижим пластин к внутренней поверхности статора 9 осуществляется за счет давления рабочей жидкости, подведенной под пластины через отверстия 10 в диске 2. При пуске насоса прижим пластин к статору производится центробежной силой.

Статор 9 изготовлен из закаленной стали ШХ15. Ротор 11 насоса выполнен без шеек, что удешевляет его изготовление и снижает расход металла. Ротор изготовлен из стали 20Х, цементированной и закаленной.

Для получения качественных отливок в насосе применены открытые каналы нагнетания и всасывания, с отдельным их расположением в корпусе 5 и в крышке 3. Корпус и крышка насоса изготовлены из чугуна СЧ 21-40.

Для предотвращения утечек рабочей жидкости по валу 12 насоса во фланце 13 установлена манжета 14 из маслостойкой резины. Отвод утечек жидкости осуществляется через штуцер 15, куда присоединяется дренажная трубка. Уплотнение между корпусом 5 и крышкой 3, а также по наружной поверхности статора 9, достигается с помощью резинового кольца 16.

Конструкция пластинчатых насосов Г12-4 аналогична конструкции насосов Г12-2. Насосы Г12-4 отличаются меньшими габаритами и весом, что достигается повышением числа оборотов и ограничением производительности (12 л/мин). Число пластин в насосах Г12-4 уменьшено до восьми, что способствует повышению износостойкости и снижает расход дорогой быстрорежущей стали, идущей на изготовление пластин. Насосы Г12-4 используются в агрегатных силовых головках для автоматических линий, выпускаемых станкозаводом им. С. Орджоникидзе, а также в других гидроприводах, где требуются минимальные габариты и вес.

В насосах Г12-2 производительностью 140 и 200 л/мин всасывание рабочей жидкости осуществляется с двух сторон ротора, для чего в статоре выполнены сквозные отверстия, а в плоском распределительном диске — дополнительные окна всасывания.

В двудвух насосе в одном корпусе объединяются два одинарных насоса (рис. 63). Двудвух насосы Г12-2 и Г12-4 имеют общее всасывание; нагнетание от каждого из насосов выведено отдельно.

Напорная характеристика насосов Г12-23 производительностью 35 л/мин, выражающая зависимость к. п. д. и мощности от давления  $p$  в напорной магистрали (рис. 64), показывает, что эффективный к. п. д. ненамного ниже объемного; это указывает на очень малые механические потери, что в значительной степени объясняется применением плавающих распределительных дисков. Насосы другой производительности имеют аналогичные характеристики. По ГОСТу 13167-67 наибольшее рабочее давление насосов Г12-2 и Г12-4 составляет 63 кг/см<sup>2</sup>. При таком давлении срок службы насосов Г12-2 производительностью от 5 до 35 л/мин

(габарит 1) — не менее 5000 ч, от 50 до 100 л/мин (габарит 2) — не менее 3000 ч, от 140 до 200 л/мин (габарит 3) — не менее 1500 ч. Срок службы насосов Г12-4 при давлении 50 кг/см<sup>2</sup> — не менее

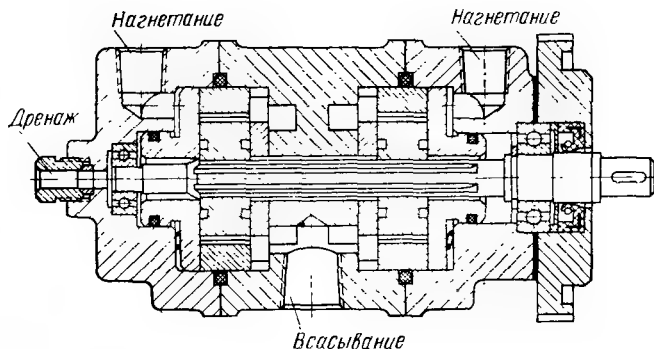


Рис. 63. Конструкция сдвоенных пластинчатых насосов Г12-2 (производительностью 5—100 л/мин) и Г12-4

3000 ч. В ЭНИМСе разработана конструкция насоса высокого давления (до 125 кг/см<sup>2</sup>) БГ12-2 (рис. 65), работающего по принципиальной схеме, приведенной на рис. 16. Положение деталей на-

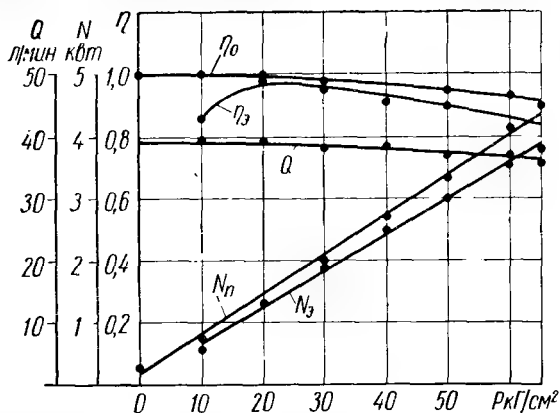


Рис. 64. Характеристика пластинчатого насоса Г12-23, полученная при испытании на масле индустриальное 20 (температура масла 48—51°С; скорость вращения 950 об/мин):

$Q$  — производительность;  $N_n$  — потребляемая мощность;  $N_e$  — эффективная мощность;  $\eta_0$  — объемный к. п. д.;  $\eta_e$  — эффективный к. п. д.

соса соответствует вращению вала 2 по часовой стрелке (со стороны вала). Отличительной особенностью этого насоса является разгрузка пластин от силы давления рабочей жидкости, прижи-

мающей их к внутренней поверхности профиля статора, в сочетании с автоматическим прижимом плавающего диска.

Для распределения потоков рабочей жидкости и уплотнения торцов ротора и статора служат плоский диск 7 и диск 8, имеющий уплотнительную шейку. Плоский диск имеет два основных вса-

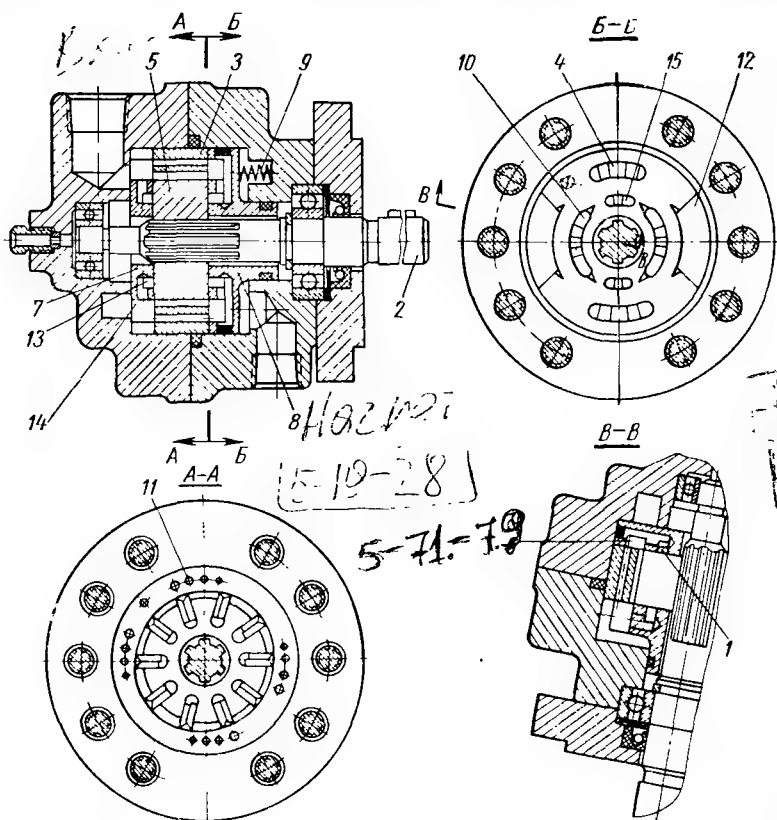


Рис. 65. Конструкция пластинчатого насоса БГ12-2

сывающих окна 14 и два вспомогательных всасывающих окна 13 для всасывания рабочей жидкости под пластины. Для увеличения площади всасывающих окон они соединяются отверстиями 11, сделанными в статоре, с глухими основными 4 и вспомогательными 15 всасывающими окнами диска с шейкой 8. Этим обеспечивается всасывание рабочей жидкости с двух сторон ротора 5.

Диск 8 плавающего типа имеет, кроме всасывающих окон 4 и 15, еще основные нагнетающие окна 12 и вспомогательные окна 10 для нагнетания рабочей жидкости из-под пластин.

Плоский диск 7, кроме всасывающих окон, имеет еще глухие основные 6 и вспомогательные 1 нагнетательные окна, так что на-



гнетание также производится с обеих сторон ротора. Расположение нагнетательных окон с обеих сторон ротора обеспечивает разгрузку ротора от давления рабочей жидкости в осевом направлении.

Ввиду того, что в зоне всасывания пространство под пластинами соединяется с полостью всасывания, обеспечивается разгрузка пластин от гидравлической силы, прижимающей их к статору. Прижим пластин к статору в зоне всасывания осуществляется центробежной силой.

При запуске насоса первоначальный прижим диска 8 к статору 3 обеспечивается пружинами 9, а при работе насоса диск 8 прижимается давлением рабочей жидкости.

Уплотнение и отвод утечек жидкости осуществляются так же, как и в насосах Г12-2 и Г12-4.

Статор, ротор, пластины, распределительные диски и корпусные детали изготовлены из тех же материалов, что и в насосах Г12-2. Елецкий завод «Гидропривод» изготавливает в габарите 1 насосы производительностью 5, 8, 12 и 18 л/мин и габарите 2 — производительностью 25, 35, 50 и 70 л/мин [17], [29].

Напорная характеристика насоса БГ12-24 производительностью 70 л/мин (рис. 66) показывает, что эффективный к. п. д. весьма мало отличается от объемного. Это объясняется разгруженной конструкцией пластин в сочетании с применением плавающего распределительного диска, из-за чего механические потери на трение даже при высоком давлении весьма малы, что является существенным преимуществом насосов БГ12-2. Технические данные насосов Г12-2, Г12-4 и БГ12-2 приведены в работе [17].

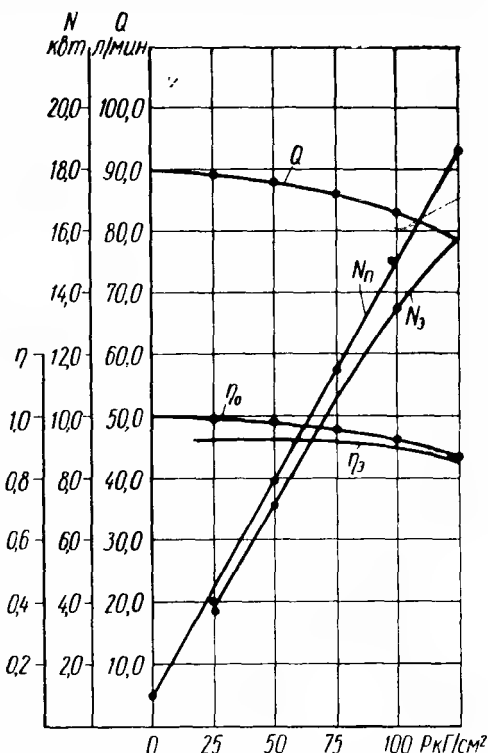


Рис. 66. Характеристика пластинчатого насоса БГ12-24, полученная при испытании на масле индустриальное 20 (температура масла 48—50° С; скорость вращения 1440 об/мин):

$Q$  — производительность;  $N_p$  — потребляемая мощность;  $N_e$  — эффективная мощность;  $\eta_o$  — объемный к. п. д.;  $\eta_e$  — эффективный к. п. д.

Для надежной работы насосов большое значение имеет правильный выбор зазоров между трущимися деталями, допусков на перпендикулярность и непараллельность поверхностей этих деталей, а также их шероховатость. Важно правильно установить торцевой зазор, т. е. зазор между торцами ротора и распределительных дисков. Для получения наибольшей герметичности, а следовательно, и наибольшего объемного к. п. д., этот зазор следует делать возможно меньшим, достаточным лишь для образования масляной пленки, чтобы смазать трущиеся поверхности. Однако практически приходится торцевой зазор несколько увеличивать до величин, указанных в табл. 5, так как неточность изготовления отдельных деталей насоса может привести к появлению сухого трения и быстрому их износу.

**Классы чистоты поверхности и твердость основных деталей пластинчатых на**

| Поверхности                               | Пластинчатые         |                                    |                      |                      |
|-------------------------------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------|----------------------|
|                                           | Г12-1 (ЛФ и ЛК)      | Г12-2                              | Г12-4                | МГ16-1               |
| Торцов распределительных дисков . . . . . | ▽8                   | ▽9<br>HRC 56—62 *<br>HB 210—220 ** | ▽9<br>HRC 56—62      | ▽8<br>HRC 56—62      |
| Торцов ротора . . . . .                   | ▽8<br>HRC 58—62      | ▽9<br>HRC 58—62                    | ▽9<br>HRC 56—62      | ▽8<br>HRC 56—62      |
| Пазов ротора . . . . .                    | ▽8                   | ▽9                                 | ▽9                   | ▽8                   |
| Статора:                                  |                      |                                    |                      |                      |
| внутренняя . . . . .                      | ▽8                   | ▽9                                 | ▽9                   | ▽8                   |
| наружная . . . . .                        | ▽7                   | ▽7                                 | ▽7                   | ▽7                   |
| Торцов статора . . . . .                  | ▽8<br>HRC 60—64      | ▽9<br>HRC 60—64                    | ▽9<br>HRC 60—64      | ▽8<br>HRC 60—64      |
| Рабочих плоскостей пластины . . . . .     | ▽8; ▽10<br>HRC 60—64 | ▽8; ▽10<br>HRC 60—64               | ▽8; ▽10<br>HRC 60—64 | ▽8; ▽10<br>HRC 60—64 |
| Шлицев вала . . . . .                     | ▽5                   | ▽6                                 | ▽6                   | ▽6                   |
| Шлицев ротора . . . . .                   | ▽6                   | ▽6                                 | ▽6                   | ▽6                   |

\* Стальные диски.  
\*\* Чугунные диски.

При изготовлении статоров важно, чтобы на участках постоянного большого и малого радиусов изменение размеров радиусов было минимальным (не более 0,05 мм), ибо оно приводит к изменению объема камеры между пластинами при переносе камеры из зоны всасывания в зону нагнетания и из зоны нагнетания в зону всасывания. При увеличении этого объема давление в камере между пластинами падает, и это может привести к появлению кавитации. Уменьшение заземленного объема приводит к запираанию масла в камере и резкому повышению давления. Оба эти явления могут вызывать повышенный шум при работе насоса и пульсацию давления в напорной магистрали. Данные по зазорам, шероховатости поверхностей, твердости и точности изготовления основных деталей насосов Г12-2, Г12-4 и БГ12-2 приведены в табл. 3—5.

Таблица 3

сосов и гидромоторов

насосы и гидромоторы

| «Vickers»<br>VC-108-YA-6DD-6 | «Vickers»<br>V434-36-1C   | «Vickers»<br>M2-540-200-1FC | «Denison»<br>T1D02021R        | «Teves» MD2-1000           | «Yukon»<br>5050LT 10K 12GL    |
|------------------------------|---------------------------|-----------------------------|-------------------------------|----------------------------|-------------------------------|
| ▽7                           | ▽7—▽8<br>HB 187—197       | ▽8<br>HB 167                | ▽7<br>HB 183                  | ▽9<br>HB 201—207           | ▽8                            |
| ▽9<br>HRC 58—59              | ▽9<br>HRC 60—61           | ▽9<br>HRC 59                | ▽9—▽10<br>HRC 41—43           | ▽7—▽9<br>HRC 13—14         | ▽9<br>HRC 59—60               |
| —                            | ▽10                       | ▽10                         | ▽8                            | ▽9                         | ▽10                           |
| ▽9<br>▽8<br>▽10<br>HRC 61—62 | ▽10<br>—<br>▽10<br>HRC 48 | ▽10<br>—<br>▽10<br>HRC 48   | ▽10<br>▽8<br>▽11<br>HRC 56—57 | ▽7<br>—<br>▽8<br>HRC 15—18 | ▽11<br>▽9<br>▽11<br>HRC 63—64 |
| HRC 63                       | ▽9—▽10<br>HRC 58—62       | ▽9—▽10<br>HRC 61            | ▽9—▽11<br>HRC 58—60           | ▽10<br>HRC<br>58,5—59      | ▽11<br>HRC 66—68              |
| —                            | ▽6<br>▽6                  | ▽6<br>▽6                    | —<br>—                        | —<br>—                     | —<br>—                        |

Точность изготовления основных деталей пластинчатых насосов и гидромоторов (в мм)

| Отклонения                                                                             | Пластинчатые насосы и гидромоторы |                  |              |              |                             |                      |                                         |                     |                  |                        |
|----------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|------------------|--------------|--------------|-----------------------------|----------------------|-----------------------------------------|---------------------|------------------|------------------------|
|                                                                                        | П12-1 (ЛФ и ЛК)                   | П12-2            | П12-4        | МЛ16-1       | «Vickers» VC108-YA-6DD-6    | «Vickers» V434-36-1C | «Vickers» M2-540-200-1PC                | «Denison» T1D02021R | «Teves» MD2-1000 | «Yuken» 5050L-T10K12G1 |
| Изменение размеров радиусов статоров на участке постоянного большого и малого радиусов | —<br>0,025—<br>0,03<br>0,01       | 0,05<br>0,03     | 0,05<br>0,03 | 0,05<br>0,03 | —<br>менее<br>0,01<br>0,006 | —<br>0,01            | —<br>0,007—<br>0,017<br>0,001—<br>0,002 | —<br>0,01           | —<br>—<br>—      | —<br>0,02<br>0,002     |
| Развал пазов ротора                                                                    | —                                 | 0,005—<br>0,01 * | 0,005        | 0,01         | —                           | 0—0,02               | —                                       | 0,002               | —                | —                      |
| Вогнутость торцов ротора                                                               | —                                 | 0,005—<br>0,01 * | 0,005        | 0,01         | —                           | 0,002—<br>0,008      | 0,002—<br>0,003                         | 0,002               | —                | 0,006—<br>0,008        |
| Вогнутость торцов распределительных дисков                                             | 0,02                              | 0,005—<br>0,01 * | 0,005        | 0,01         | 0,006                       | —                    | —                                       | 0,002               | —                | —                      |
| Непараллельность торцов ротора                                                         | 0,01                              | 0,005—<br>0,01 * | 0,005        | 0,005        | 0,005                       | 0,005                | 0,002                                   | 0,016               | 0,018            | 0,002                  |
| Непараллельность торцов статора                                                        | 0,005—<br>0,01 *                  | 0,005—<br>0,01 * | 0,005        | 0,01         | менее<br>0,001              | менее<br>0,001       | 0,002                                   | 0,003               | 0,016            | 0,004                  |
| Неперпендикулярность образующей внутренней поверхности статора к торцам                | 0,01                              | 0,01             | 0,01         | 0,01         | 0,004                       | 0,002—<br>0,008      | 0,006                                   | 0,006               | 0,002            | 0,001                  |

Продолжение табл. 4

| Отклонения                                                                                                                          | Пластинчатые насосы и гидромоторы |               |       |        |                          |                      |                          |                     |                  |                         |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|---------------|-------|--------|--------------------------|----------------------|--------------------------|---------------------|------------------|-------------------------|
|                                                                                                                                     | П12-1 (ДФ и ЛК)                   | П12-2         | П12-4 | МП16-1 | «Vickers» VC108-YA-6DD-6 | «Vickers» V434-36-1C | «Vickers» M2-540-200-IFC | «Denison» T1D02021R | «Teves» MD2-1000 | * Yuken» 5050L T10K12G1 |
| Неперпендикулярность образующей наружной поверхности статора к торцам . . . . .                                                     | 0,03                              | 0,02—0,03     | —     | —      | 0,004                    | —                    | —                        | 0,008               | —                | 0,002                   |
| Отклонение от прямолинейности прилегающей к статору кромки пластины                                                                 | 0,003                             | 0,003—0,005 * | 0,003 | —      | —                        | менее 0,001          | 0,001—0,004              | 0,003—0,004         | —                | менее 0,002             |
| Непараллельность кромок пластин, прилегающих к торцам распределительных дисков . . . . .                                            | 0,01                              | 0,005         | 0,01  | 0,01   | —                        | —                    | 0—0,0095                 | до 0,009            | —                | менее 0,002             |
| Неперпендикулярность кромок пластин, прилегающих к распределительным дискам, к кромке, прилегающей к внутренней поверхности статора | 0,01                              | 0,01          | 0,01  | 0,01   | —                        | —                    | 0,01                     | до 0,002            | —                | 0,015                   |

\* Большие значения относятся к насосам больших размеров.

Таблица 5

## Величины основных зазоров между деталями пластинчатых насосов и гидромоторов (в мм)

| Зазоры                                                       | Пластинчатые насосы и гидромоторы             |               |               |               |                           |                      |                          |                       |                  |                       |
|--------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------------------|----------------------|--------------------------|-----------------------|------------------|-----------------------|
|                                                              | П12-1 (ЛФ и ЛК)                               | П12-2         | П12-4         | МП16-1        | «Vickers» VC-108-YA-6DD-6 | «Vickers» V434-36-1C | «Vickers» M3-540-200-1FC | «Dentison» T11D03021R | «Teves» MD2-1000 | «Yuken» 5050LT10K12GL |
| Между торцами ротора и распределительных дисков              | 0,02—0,06 *                                   | 0,015—0,030   | 0,008—0,015   | 0,01—0,04 *   | 0,03—0,035                | 0,055—0,06           | 0,038                    | 0,027—0,044           | 0,046—0,064      | 0,050—0,054           |
| Между пластинами и лазами ротора                             | 0,01—0,03                                     | 0,01—0,03     | 0,01—0,03     | 0,01—0,03     | 0,02—0,025                | 0,01—0,018           | 0,07—0,08                | 0,026—0,044           | —                | 0,011—0,050           |
| Между кромками пластин и торцами распределительных дисков    | 0,02—0,07 *                                   | 0,02—0,04     | 0,008—0,025   | 0,01—0,05 *   | 0,035—0,045               | 0,065—0,07           | 0,052—0,054              | 0,037—0,064           | —                | 0,054—0,065           |
| Между наружной поверхностью статора и сопряженным отверстием | $\frac{A_3}{X} \frac{A_3}{X} \frac{X_3}{X_3}$ | $\frac{A}{X}$ | $\frac{A}{X}$ | $\frac{A}{X}$ | —                         | —                    | —                        | 0,044                 | —                | —                     |
| Между шейкой ротора и отверстием в диске                     | $\frac{A}{X}$                                 | —             | —             | —             | 0,035—0,055               | —                    | —                        | —                     | —                | 0,017—0,035           |

\* Большие значения относятся к насосам больших размеров.

\* Большие значения относятся к насосам больших размеров.

Наиболее распространенные пластинчатые гидромоторы двойного действия выполняются по принципиальной схеме, представленной на рис. 20.

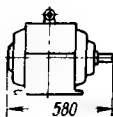
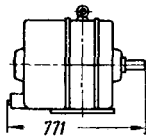
Пластинчатые гидромоторы предназначены для применения в реверсивных регулируемых и нерегулируемых гидроприводах, в которых требуются частые включения, автоматическое и дистанционное управление.

По сравнению с электромоторами постоянного и переменного тока пластинчатые гидромоторы имеют значительно меньшие габариты, вес и моменты инерции (табл. 6). Поэтому отношение крутящего момента к моменту инерции, определяющее величину углового ускорения, для гидромоторов в 70—250 раз больше, чем для электромоторов. Большая величина углового ускорения определяет значительно меньшие времена разгона и торможения гидромоторов.

Конструкция разработанных в ЭНИМСе гидромоторов МГ16-1, выпускаемых Елецким заводом «Гидропривод», с крутящими моментами от 0,6 до 15  $\text{кГ} \cdot \text{м}$ , показана на рис. 67. Положение деталей

Таблица 6

Сравнительные данные электродвигателей и гидромоторов.

| Техническая характеристика                           | Электродвигатели                                                                    |        |                                                                                     |      | Пластинчатые гидромоторы МГ16-15А                                                   |
|------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|--------|-------------------------------------------------------------------------------------|------|-------------------------------------------------------------------------------------|
|                                                      | асинхронные                                                                         |        | постоянного тока                                                                    |      |                                                                                     |
|                                                      | А61-6                                                                               | А62-6  | ПН100                                                                               |      |                                                                                     |
| Номинальный крутящий момент в $кг \cdot м$ . . . . . | 7,0                                                                                 | 10,0   | 9,4                                                                                 | 7,25 | 7,5                                                                                 |
| Эффективная мощность в $квт$ . . . . .               | 7,0                                                                                 | 10,0   | 15,0                                                                                | 5,8  | 7,5                                                                                 |
| Вес в $кг$ . . . . .                                 | 125                                                                                 | 140    | 290                                                                                 |      | 24                                                                                  |
| Момент инерции в $кг \cdot м \cdot сек^2$ . . . . .  | 0,0092                                                                              | 0,0122 | 0,0408                                                                              |      | 0,000129                                                                            |
| Сравнительные габариты                               |  |        |  |      |  |

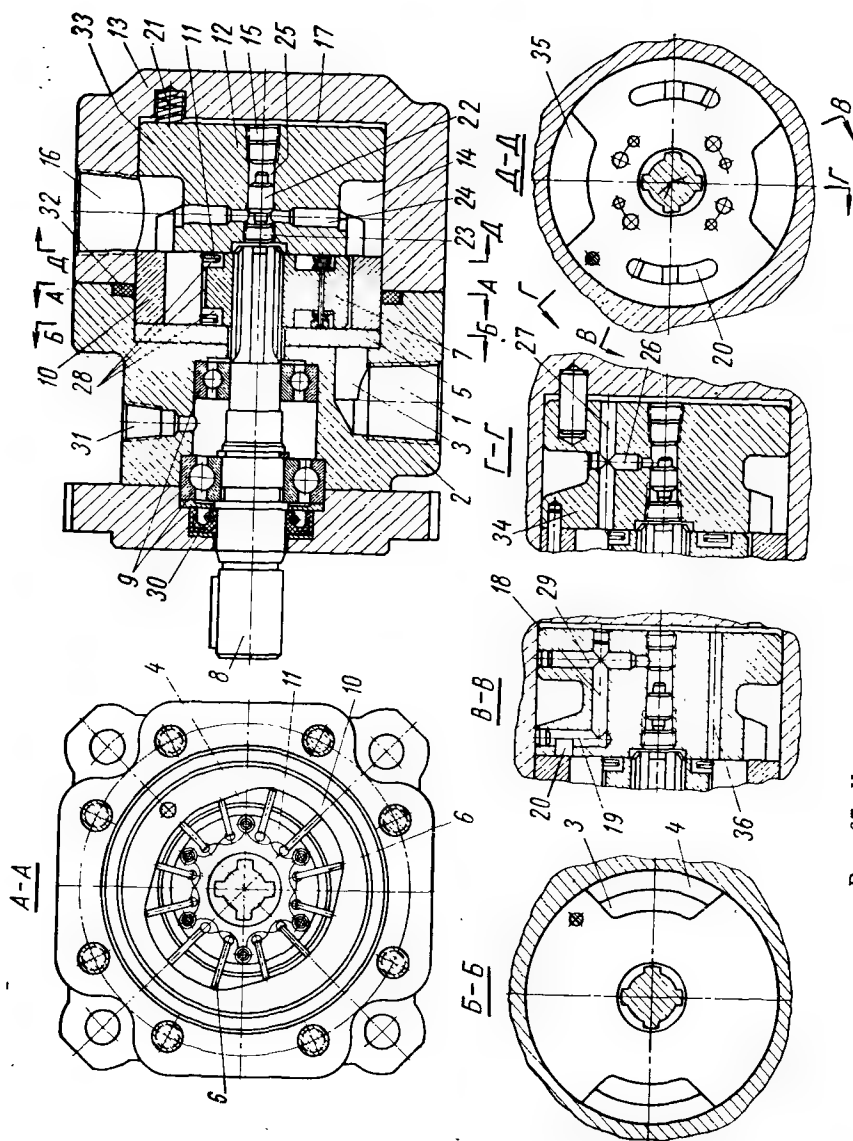


Рис. 67. Конструкция пластинчатого гидромотора МГ16-1



гидромотора соответствует вращению вала против часовой стрелки (со стороны вала), что имеет место при подводе рабочей жидкости через отверстие 1 в корпусе 2.

Так же как и в насосах Г12-2, Г12-4, БГ12-2, в пластинчатых гидромоторах МГ16-1 применяются стальные распределительные диски, что в сочетании с автоматически прижимаемым давлением нагнетания плавающим распределительным задним диском обеспечивает высокую износостойкость и длительный срок службы гидромоторов. Эта особенность конструкции делает пластинчатые гидромоторы менее чувствительными к загрязненности рабочей жидкости, чем, например, поршневые гидромоторы с торцовым распределением, которые требуют применения тщательно фильтрованного масла. Автоматический прижим заднего диска и поджим пластин к статору давлением рабочей жидкости осуществляется при обоих направлениях вращения вала гидромотора, что достигается применением специального золотника, расположенного в осевом канале заднего диска [16], [18].

Гидромотор работает следующим образом. Рабочая жидкость из отверстия 1 попадает в подковообразный канал 3 корпуса 2, откуда через окно 4 переднего диска 5 попадает на пластины 6 ротора 7. При этом ротор 7 вместе с валом 8 поворачивается в направлении против часовой стрелки, если смотреть со стороны вала.

Слив рабочей жидкости происходит через окна 35 в кольцевом выступе 34 заднего диска 12 и далее через отверстие 16 крышки 13. Вал 8 вращается в двух шарикоподшипниках 9. На валу 8 на шлицах расположен ротор 7. В пазах ротора 7 перемещаются пластины 6, оставаясь постоянно прижатыми к внутренней поверхности статора 10.

Первоначальный прижим пластин 6 к статору 10 осуществляется при помощи пружин 11, выполненных в виде коромысла, причем каждая пружина прижимает пару пластин, расположенных под углом 90° одна по отношению к другой, так что при вращении ротора насколько одна пластина выходит из паза, настолько другая входит в паз ротора, и, следовательно, пружина в процессе работы гидромотора не деформируется. Ротор 7 вращается между двумя стальными распределительными дисками: передним диском 5 со стороны корпуса 2 и задним диском 12 со стороны крышки 13.

Кольцевые выступы 33 и 34 одинакового диаметра в заднем диске 12 входят по скользящей посадке в отверстие крышки 13. Полость 17 за задним диском 12 соединена с напорной магистралью посредством отверстий 18, 19, 25—27 и 29 и пазов 20 в заднем диске 12.

Пазы 20 расположены напротив окон 4 в переднем диске 5, соединенных с каналом 3 в корпусе 2, в который выходит отверстие 1, сообщающееся с напорной магистралью.

Автоматический прижим заднего диска 12 достигается созданием давления в полости 17. Первоначальный прижим заднего диска 12 осуществляется тремя пружинами 21.

Под действием давления рабочей жидкости, поступающей со стороны отверстия 29, золотник 22 отодвигается до упора в пробку 23, так как полость с другой стороны золотника 22 соединена отверстием 24 с полостью 14, сообщаемой со сливной магистралью отверстием 16 в крышке 13. Из полости 17 давление передается через отверстия 27 и 36 в полости 28 и прижимает пластины 6 к статору 10.

Для изменения направления вращения вала рабочая жидкость подается под давлением в отверстие 16, а отверстие 1 соединяется со сливной магистралью. При этом золотник 22 давлением рабочей жидкости через отверстие 24 отодвигается до упора в пробку 15, так как отверстия 29, 18 и 19 и пазы 20 сообщаются со сливной магистралью через окна 4 переднего диска 5 и подковообразный канал 3 корпуса 2. Когда золотник отодвинут до упора в пробку 15, давление рабочей жидкости передается из отверстия 24 через отверстия 26 и 27 в полость 17 за задним диском 12 и в полости 28 под пластинами 6. Давление в полости 28 под пластинами 6 передается также через отверстия 36.

Уплотнение между полостями 14 и 17 создается из-за малого зазора между кольцевым выступом 33 заднего диска 12 и отверстием в крышке 13 (посадка  $\frac{A}{C}$ ).

От наружных утечек по валу 8 предохраняет манжета 30 из маслостойкой резины. Через отверстие 31 происходит слив утечек из корпуса 2. Уплотнение между корпусом 2 и крышкой 13, а также по наружному диаметру статора 10, достигается с помощью резинового кольца 32.

Основные детали гидромоторов изготовлены из тех же материалов, что и в насосах Г12-2; при их изготовлении следует руководствоваться данными табл. 3—5. Пружины, осуществляющие предварительный прижим пластин к статору, изготовляют из проволоки класса I (ГОСТ 9389—60), пружины для предварительного прижима заднего диска — из проволоки класса II.

Характеристика гидромотора МГ16-15А с крутящим моментом 7,5 кГ·м, выражающая зависимость к. п. д. и мощности от скорости вращения вала, приведена на рис. 68. Гидромоторы Г16-1 усовершенствованной конструкции выпускает Елецкий завод «Гидропривод» с теми же характеристиками, что и гидромоторы МГ16-1. Технические данные гидромоторов МГ16-1 и Г16-1 приведены в работе [19].

На ЗИЛе разработаны пластинчатые насосы двойного действия давлением до 140 кГ/см<sup>2</sup> (рис. 69). Разгрузка пластин 1 от силы давления рабочей жидкости, прижимающей их к внутренней поверхности статора 2, осуществляется по схеме рис. 16 путем

установки в каждом пазу ротора 3 двух пластин. Распределение потока рабочей жидкости осуществляется с помощью двух плоских чугунных распределительных дисков 4.

Ротор 3 насоса насажен на шлицы вала 5, вращающегося в двух шариковых подшипниках 6. Уплотнение полостей осуществляется с помощью металлических втулок 7 с резиновыми кольцами 8. Уплотнение по наружному диаметру статора 2 осуществляется при помощи резинового кольца 9, а уплотнение по валу — манжеты 10. Для отвода утечек имеются специальные отверстия 11.

На ЗИЛе изготавливают также пластинчатые насосы для применения в гидроусилителе рулевого управления автомобилей (рис. 70). Этот насос имеет встроенный предохранительный клапан 1, который при перегрузке перепускает рабочую жидкость обратно в бачок 2, расположенный на корпусе насоса [21, 143].

Новые конструкции насосов, выпускаемых фирмой «Vickers», значительно отличаются от известной конструкции (см. рис. 59), выпускаемой много лет этой фирмой. В насосах новой конструкции находят применение плавающий распределительный диск, автоматически прижимаемый к статору давлением рабочей жидкости, и ротор без шеек, нагнетательная полость насоса вынесена в крышку, в корпусе оставлена только всасывающая полость.

Насос такой конструкции мод. V-434-36-1С производительною 150 л/мин при давлении 70 кг/см<sup>2</sup> (рис. 71) работает по принципиальной схеме, приведенной на рис. 6. Всасывание рабочей жидкости осуществляется через отверстие 1 в чугунном корпусе 2 и далее через литой канал 3. Переднего распределительного диска нет; его роль выполняет обращенный к ротору 4 фосфатированный торец корпуса 2. В корпусе расположены два шарикоподшипника, в которых вращается вал 5. Задний подшипник 6 — открытый, он смазывается маслом, поступающим по всасывающему каналу 3. Передний подшипник 7, установленный во фланце насоса — закрытого типа, с защитными кольцами из эластичного

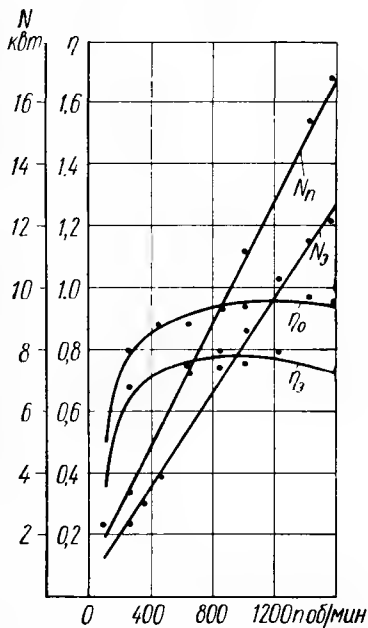


Рис. 68. Характеристика пластинчатого гидромотора МГ16-15А, полученная при испытании на масле индустриальное 20 (температура масла 45—56° С; давление 50 кг/см<sup>2</sup>)

$N_n$  — потребляемая мощность;  $N_э$  — эффективная мощность;  $\eta_0$  — объемный к. п. д.;  $\eta_3$  — эффективный к. п. д.

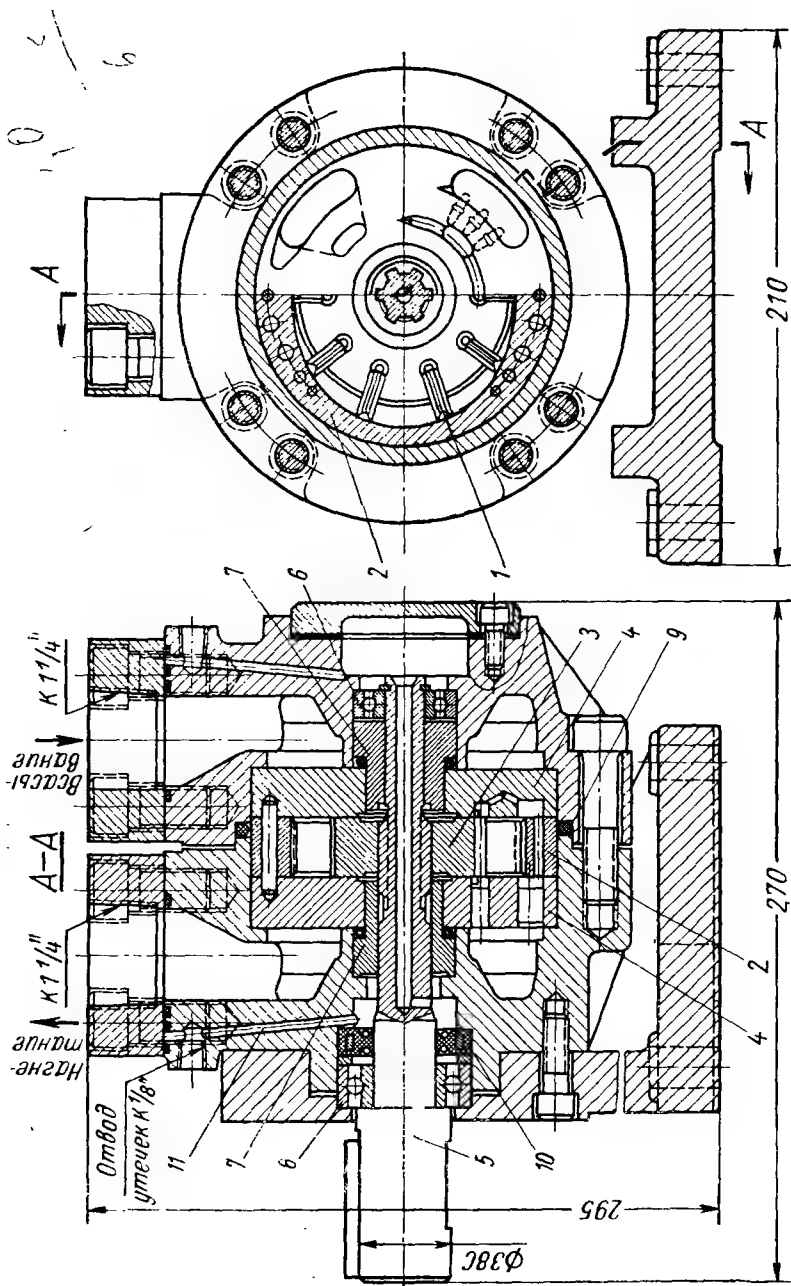


Рис. 69. Конструкция пластинчатого насоса высокого давления производства ЗИЛа

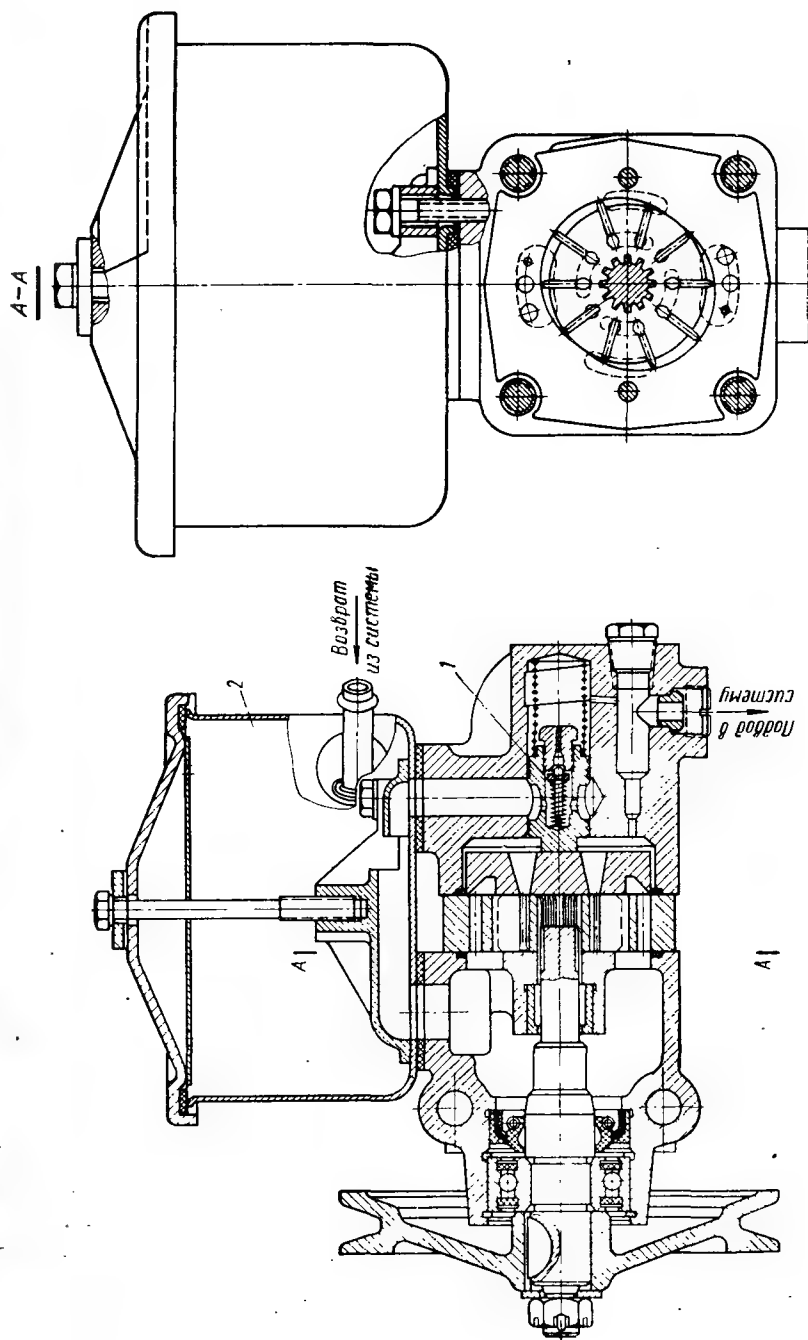


Рис. 70. Конструкция пластинчатого насоса ЗИЛа, применяемого в гидроусилителе рулевого управления автомобилей

пластика. Смазка вводится в этот подшипник при его сборке, а во время работы он не смазывается. За подшипником 7 установлен узел уплотнения 8, состоящий из металлического корпуса с расположенной в нем резиновой манжетой. Так как вал омывается всасываемым потоком рабочей жидкости, то давление за уплотнением 8 ниже атмосферного. Поэтому манжета установлена

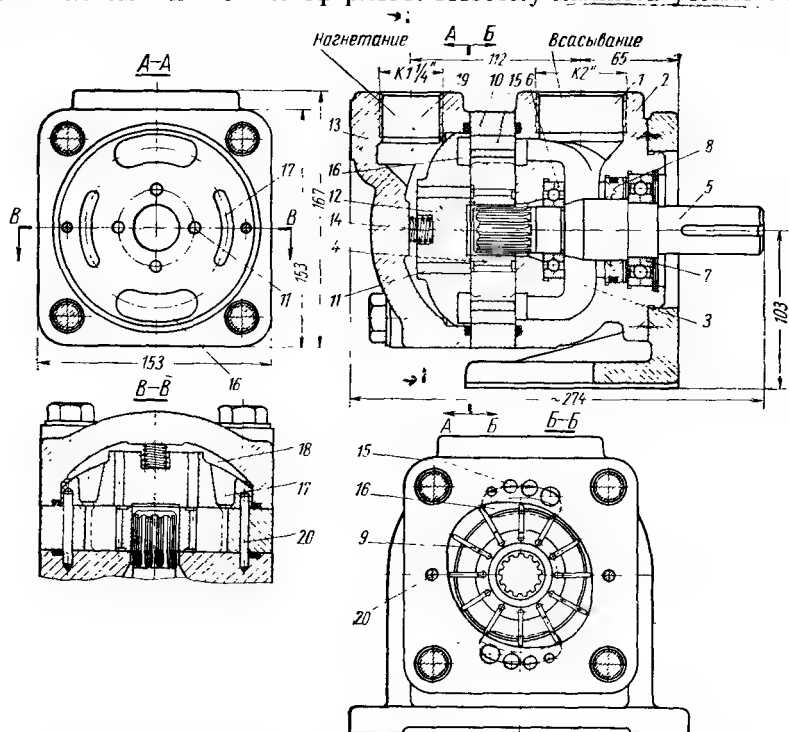


Рис. 71. Конструкция пластинчатого насоса V-434-36-1C фирмы «Vickers»

таким образом, чтобы препятствовать засасыванию воздуха по валу насоса. Для предохранения от подсосывания воздуха по наружному диаметру корпуса уплотнения 8, установлено О-образное резиновое кольцо.

На консольной части вала 5 на шлицах расположен ротор 4 с двенадцатью пластинами 9, скользящими радиально в пазах ротора. При запуске насоса прижим пластин 9 к внутренней поверхности статора 10 осуществляется центробежной силой, а при работе насоса — также давлением рабочей жидкости, подаваемой в пространство под пластинами из полости нагнетания через отверстия 11 в заднем диске 12 в канавку ротора 4.

Чугунный фосфатированный задний диск 12 плавающего типа расположен в крышке 13. Предварительный прижим заднего

диска осуществляется при помощи цилиндрической спиральной пружины 14. При работе насоса автоматический прижим заднего диска 12 к статору 10 осуществляется давлением рабочей жидкости, подводимой из полости нагнетания.

Для установки строго определенного взаимного положения заднего диска 12, статора 10 и корпуса 2 служат два цилиндрических штифта 20.

Уплотнение по стыку между статором и корпусом, статором и крышкой, а также по наружному диаметру заднего диска осуществляется при помощи О-образных резиновых колец.

Для снижения скоростей рабочей жидкости при работе насоса всасывание осуществляется с двух сторон ротора. Поэтому в статоре 10 выполнены отверстия 15, через которые всасываемая рабочая жидкость проходит к окнам 16 в заднем диске 12, откуда попадает в камеру между пластинами.

Нагнетаемая насосом рабочая жидкость вытесняется через окна 17 в заднем диске 12 и через камеру 18 в крышке 13, соединенную с отверстием нагнетания 19.

Объемный и эффективный к. п. д. насоса при давлении  $70 \text{ кг/см}^2$ , работающего на масле индустриальное 20 при температуре  $50^\circ \text{C}$  (20 сст) составляют соответственно 0,88 и 0,75 (по результатам испытаний, проведенных в ЭНИМСе).

В последнее время фирма «Vickers» начала выпускать пластинчатые насосы новых конструкций серий 25V, 35V и 45V (производительностью от 40,5 до 211,9 л/мин) с рабочим давлением до  $154 \text{ кг/см}^2$ , а также серий 30V и 50V (производительностью от 85 до 378,5 л/мин) с рабочим давлением до  $119 \text{ кг/см}^2$ . Повышение рабочего давления в этих насосах достигается радиальной разгрузкой пластин по принципиальной схеме, приведенной на рис. 18, б.

Насосы этой конструкции содержат внутри корпуса так называемый «насосный патрон», включающий в себя все изнашиваемые детали (статор, ротор, пластины и диски). Это позволяет производить быстрый ремонт насоса простой заменой «насосного патрона». В насосе такой конструкции (рис. 72) всасывание осуществляется через крышку 1, а нагнетание — через корпус 2. В каждой из десяти пластин 3 имеется паз, в котором расположена пластинчатая вставка 4. Полость 8 под пластиной 3 на участке всасывания соединяется с полостью всасывания, а прижим пластины 3 к статору 9 осуществляется путем подвода рабочей жидкости под давлением в полость 5 под пластинчатую вставку 4. Рабочая жидкость в полость 5 подается из полости нагнетания через каналы 7 в распределительном диске 10 и через пазы 6 в роторе 11. Пластинчатая вставка 4 упирается концом в ротор 11. Таким образом, сила прижима пластины 3 к статору 9 равна давлению рабочей жидкости, умноженному на площадь поперечного сечения вставки 4. Размеры деталей подобраны так, что сила прижима состав-

ляет 25% от величины силы, прижимающей пластину в насосах, работающих по схеме на рис. 6.

Насосы этой конструкции, по данным фирмы, имеют объемный к. п. д. при давлении  $154 \text{ кг/см}^2$ , равный 0,9 для насоса производительностью  $212 \text{ л/мин}$ , при температуре масла  $+50^\circ \text{C}$  (данные относятся к работе на масле вязкостью  $32 \text{ сст}$  при температуре  $+38^\circ \text{C}$ ). Наибольшее разрежение на всасывании этих насосов

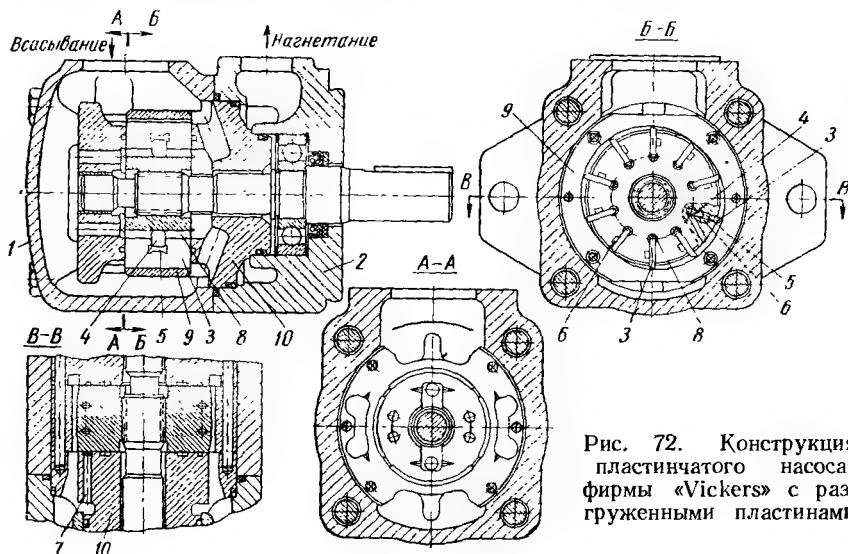


Рис. 72. Конструкция пластинчатого насоса фирмы «Vickers» с разгруженными пластинами

$127 \text{ мм рт. ст.}$ ; диапазон вязкости масла от 900 до  $10 \text{ сст}$ ; оптимальная температура масла  $+50^\circ \text{C}$ , максимальная температура  $+60^\circ \text{C}$ .

Фирма «Vickers» продолжает выпускать также насосы известной конструкции (см. рис. 59), с давлением до  $70 \text{ кг/см}^2$  и производительностью от 4,2 до  $217 \text{ л/мин}$ .

Испытания в ЭНИМСе двоянного насоса такой конструкции модели VC108-УА-6DD-6 показали, что производительность его при скорости вала  $1000 \text{ об/мин}$  и давлении  $70 \text{ кг/см}^2$  при работе на масле промышленное 20 составляет  $4,3/17,5 \text{ л/мин}$  (при температуре масла  $18-20^\circ \text{C}$ ) и  $3/16 \text{ л/мин}$  (при температуре масла  $48-50^\circ \text{C}$ ). Данные в знаменателе относятся к насосу, расположенному со стороны привода. При температуре масла  $48-50^\circ \text{C}$  значения объемного к. п. д. составляют 0,5 (для насоса меньшей производительности) и 0,9 (для насоса большей производительности).

Двухступенчатый пластинчатый насос серии V-2305 фирмы «Vickers» с давлением  $140 \text{ кг/см}^2$  (рис. 73) состоит из двух одинарных пластинчатых насосов 1 и 2, по конструкции аналогичных



насосам, изображенным на рис. 59. Оба насоса соединены последовательно при помощи ступенчатого клапана 3 так, как показано на рис. 19. Оба насоса и клапан 3 объединены в одном корпусе 4, в котором выполнены литые каналы 5 для магистралей всасывания и нагнетания обоих насосов. Фирма выпускает насосы такой конструкции производительностью от 6 до 208 л/мин.

Фирма «Vickers» рекомендует использовать в пластинчатых насосах: при давлении до  $70 \text{ кг/см}^2$  масла вязкостью 32—50 сст при температуре  $38^\circ \text{C}$ , а при давлении свыше  $70 \text{ кг/см}^2$  — масла вязкостью 65—70 сст при той же температуре. Наибольшая вязкость при наименьшей температуре не должна превышать 900 сст.

Фирма указывает, что для обеспечения максимального срока службы насосов рекомендуется фильтровать проходящую через насос жидкость с тонкостью очистки не менее 25 мк.

Гидромоторы фирмы «Vickers» работают по принципиальной схеме, представленной на рис. 20, и выпускаются мощностью от 3,68 до

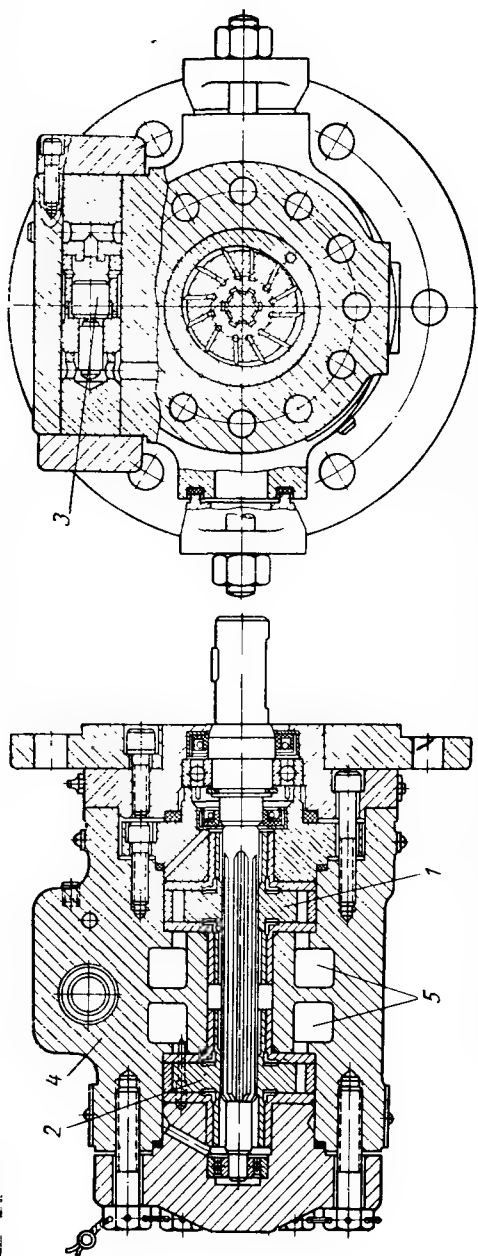


Рис. 73. Конструкция двухступенчатого пластинчатого насоса фирмы «Vickers»

21 *квт* при давлении 56  $\text{кг/см}^2$ . Минимальная устойчивая скорость вращения вала при полной нагрузке 400 *об/мин*, наибольшая скорость от 1200 до 2200 *об/мин*.

Чугунный корпус 1 такого гидромотора (рис. 74) имеет литой канал 2 для подвода (или отвода) рабочей жидкости. Переднего распределительного диска нет, его заменяет обращенный к ротору 3 фосфатированный торец корпуса 1. В расточке корпуса 1 расположены два шарикоподшипника, в которых вращается вал 4. Задний подшипник 5 — открытый, его смазка осуществляется маслом, идущим затем в дренаж 6. Передний подшипник 7, установленный во фланце гидромотора — закрытого типа с металлическими защитными кольцами. Смазка вводится в этот подшипник лишь при его сборке. Перед подшипником 7 установлен узел уплотнения 8, состоящий из металлического корпуса с расположенной в нем резиновой манжетой, предохраняющей от утечек по валу гидромотора. Для предотвращения утечек по наружному диаметру корпуса уплотнения установлено О-образное резиновое кольцо 9.

На консольной части вала 4 на шлицах расположен ротор 3 с двенадцатью пластинами 10, скользящими в пазах ротора 3. Для первоначального прижима пластин 10 к внутренней поверхности статора 11 служат двенадцать коромыслообразных пружин 12 (по шесть с каждой стороны ротора), поворачивающихся на латунных втулках. В расточке крышки 14 расположен чугунный фосфатированный задний диск 15 плавающего типа. Предварительный прижим заднего диска 15 осуществляется при помощи плоской штампованной пружины 16. В процессе работы гидромотора автоматический прижим заднего диска 15 к статору 11 осуществляется давлением рабочей жидкости, подводимой через два шариковых клапана, расположенных в приливах заднего диска 15.

Положение статора и заднего диска относительно корпуса фиксируется двумя штифтами 17.

Уплотнение по стыкам статора с корпусом и крышкой, а также по наружному диаметру кольцевого выступа 18 заднего диска 15 осуществляется с помощью О-образных резиновых колец 19 и 20.

При подводе в отверстие 21 в корпусе 1 рабочая жидкость попадает в канал 2 корпуса 1, откуда через окна 22 поступает непосредственно в камеры, образованные пластинами 10 ротора 3, а также через отверстия 23 в статоре 11 попадает через окна 24 в камеры, образованные пластинами 10, с другой стороны ротора 3. При этом ротор 3 вместе с валом 4 поворачивается по направлению часовой стрелки, если смотреть со стороны вала. Слив рабочей жидкости происходит через окна 25 заднего диска 15, а также с другой стороны ротора через окно 26 корпуса 1, сверления 27 в статоре 11 и окно 25 заднего диска 15, и далее через кольцевой канал 28 заднего диска 15 и через отверстие 29 в крышке 14. Полость 30 за задним диском 15 соединена с полостью давления через отверстия 31—33, чем достигается автоматический прижим зад-



него диска. Под действием давления со стороны отверстия 31 шарик 34 отодвинут до упора в пробку 35, так как другая сторона шарика 34 соединена отверстием 36 с кольцевым каналом 28, сообщаемым со сливной магистралью отверстием 29 в крышке 14.

Из полости 30 давление передается через отверстие 37 в полость 38 и прижимает пластины 10 к статору 11.

Для изменения направления вращения вала 4 рабочая жидкость подается под давлением в отверстие 29 в крышке 14, а отверстие 21 в корпусе 1 соединяется со сливной магистралью. При этом шарик 34 давлением рабочей жидкости через отверстие 36 перемещается до упора в уступ 39, так как отверстия 31 соединены со сливной магистралью через окна 22 в корпусе 1, канал 2 и отверстие 21. Когда шарик 34 отодвинут до упора в уступ 39, давление передается из отверстия 36 через отверстия 32 и 33 в полость 30 за задним диском 15 и через отверстия 37 в полость 38 под пластинами 10.

При испытании в ЭНИМСе гидромотора М2-540-200-1 FC мощностью 21 *квт* при скорости вращения 1200 *об/мин* объемный и эффективный к. п. д. составили соответственно 0,93 и 0,75 (испытания проводились при давлении 70  $\text{кг/см}^2$ , на масле промышленное 20 при температуре 52° С). При изменении нагрузки на валу, определяемой давлением нагнетания от 0 до 70  $\text{кг/см}^2$ , уменьшение скорости вращения составило 110 *об/мин* в диапазоне от 200 до 1200 *об/мин*.

В пластинчатых гидромоторах новой конструкции фирмы «Vickers» с рабочим давлением до 175  $\text{кг/см}^2$  и максимальным крутящим моментом от 8,4 до 85,8  $\text{кг}\cdot\text{м}$  повышение рабочего давления достигается радиальной разгрузкой пластин (рис. 75). Внутри корпуса 1 и крышки 2 расположен так называемый «патрон», состоящий из статора 3, ротора 4, пластин 5 с пружинами 6 и распределительных дисков 7 и 8. Ротор 4 насажен на шлицы вала 9, вращающегося в подшипниках 10 и 11. Разгрузка пластин 5 от давления рабочей жидкости, прижимающего их к статору 3, осуществляется в соответствии с принципиальной схемой, представленной на рис. 17.

Отличительной чертой конструкции, гидромоторов является наличие двух распределительных дисков, на которые попеременно действует давление нагнетания. При подводе рабочей жидкости в отверстие 12 корпуса 1 сила давления нагнетания действует на распределительный диск 7 и прижимает его к статору 3. При этом весь «патрон» перемещается влево (в сторону крышки 2) до тех пор, пока заплечик диска 8 не коснется выступа 14 крышки 2. При действии давления рабочей жидкости на диск 7 последний прогибается, и внутренняя кольцевая часть диска 7 приближается к ротору. Кроме того, сила передается через статор 3 на наружную часть диска 8, а так как заплечик диска 8 упирается в выступ 14 крышки 2, то наружная кольцевая часть диска 9 прогибается

влево. При этом внутренняя кольцевая часть диска 8 приближается к ротору. Таким образом, прогиб обоих распределительных дисков при повышении давления нагнетания уменьшает торцовые зазоры. Фирма указывает, что в результате этого величина утечек рабочей жидкости под давлением оказывается очень низкой, и при максимальной рекомендуемой мощности обеспечивается эффективный к. п. д., равный 0,85.

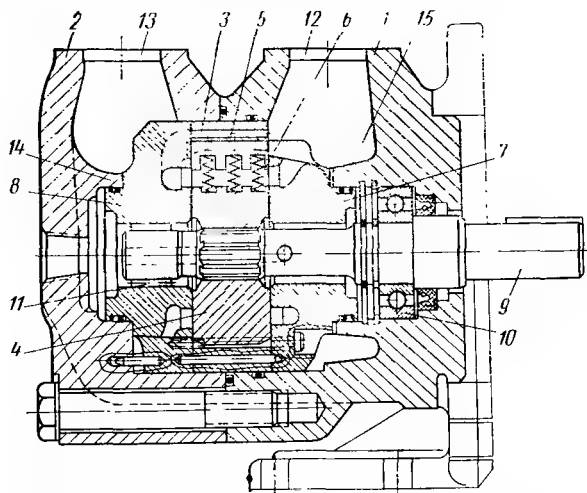


Рис. 75. Конструкция пластинчатого гидромотора серии 25М фирмы «Vickers»

При подводе рабочей жидкости в отверстие 13 крышки 2 «патрон» под действием давления нагнетания перемещается вправо (в сторону корпуса 1) до упора заплечика диска 7 в выступ 15 корпуса 1, и прогиб дисков 7 и 8 осуществляется аналогично описанному выше.

Как указывает фирма, минимальная скорость вращения вала этих гидромоторов составляет 50—100 об/мин, а максимальная рекомендуемая скорость устанавливается в зависимости от величины давления нагнетания. Для гидромоторов 25М, 35М и 45М, (развивающих крутящие моменты при давлении  $175 \text{ кг/см}^2$  от 8,4 до  $51,2 \text{ кг} \cdot \text{м}$ ) при давлении  $175 \text{ кг/см}^2$  рекомендуется максимальная скорость 3000 об/мин, при давлении  $140 \text{ кг/см}^2$  — 3200 об/мин, при давлении  $70 \text{ кг/см}^2$  — 3800 об/мин, при давлении  $35 \text{ кг/см}^2$  — 4000 об/мин. Для гидромоторов большего размера 50М, развивающих крутящие моменты от 62,7 до  $85,8 \text{ кг} \cdot \text{м}$ , при уменьшении давления с  $175$  до  $35 \text{ кг/см}^2$  рекомендуется максимальную скорость увеличивать с 2400 до 3200 об/мин [60, 67, 71].

Фирма «Denison» (США) выпускает пластинчатые насосы двойного действия, работающие по принципиальной схеме, приведенной

на рис. 17, которые могут применяться также в качестве гидромоторов (рис. 76) [56].

Между корпусом 1 и крышкой 2 расположен статор 3, внутри которого вращается ротор 4. Ротор 4 посажен на шлицы вала 6, помещенного в двух шарикоподшипниках 8 и 9. В пазах ротора 4 расположены пластины 5, прижимаемые к внутренней поверхности статора 3 пружинами 7. На агрегатах малого размера под

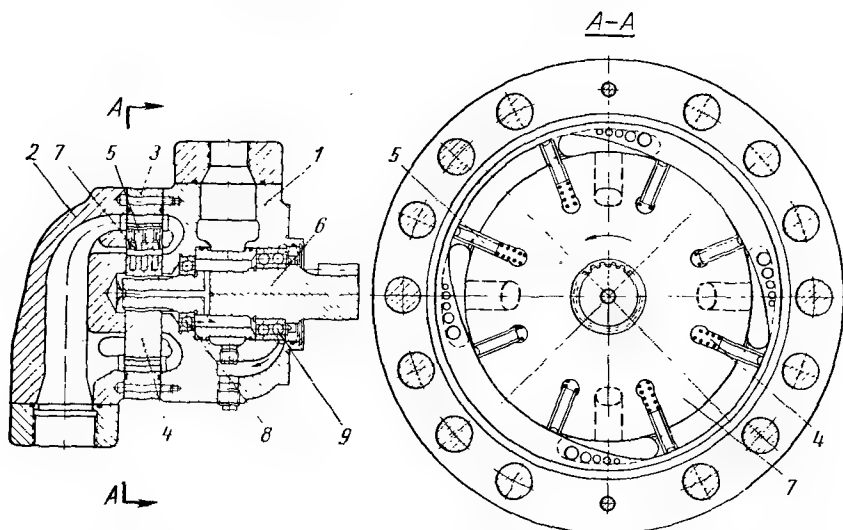


Рис. 76. Конструкция пластинчатого насоса — гидромотора фирмы «Denison»

каждой пластиной имеется по одной пружине, а большие агрегаты имеют по три пружины. Усилие каждой пружины составляет в среднем около  $2,25 \text{ кг}$ . На торцовые поверхности корпуса и крышки, обращенные к ротору, наносится бронзовое гальванопокрытие.

Чтобы агрегат мог работать при любом направлении вращения, пластины расположены строго по радиусу, а окна выполнены симметрично относительно осей. Пластина представляет собой прецизионную отливку из быстрорежущей стали и требует только окончательного шлифования.

Насосы и гидромоторы фирмы «Denison» предназначены для работы при давлении до  $140 \text{ кг/см}^2$ , а некоторые модели — до  $175 \text{ кг/см}^2$ , и выпускаются производительностью от 13 до  $347 \text{ л/мин}$ .

Агрегаты выполнены без специальных распределительных дисков, роль которых выполняют обращенные к ротору торцы корпуса и крышки. Для снижения скорости всасывания и для осевого уравнивания ротора всасывание и нагнетание происходит с обеих сторон ротора, и в крышке, и в корпусе. По данным фирмы,

объемный и эффективный к. п. д. агрегата ТМСЗ, работающего в режиме насоса производительностью  $\sim 60$  л/мин при давлении  $140 \text{ кг/см}^2$ , составляют соответственно 0,9 и 0,85. Тот же агрегат в режиме работы гидромотора при давлении  $140 \text{ кг/см}^2$  развивает крутящий момент  $\sim 8 \text{ кг}\cdot\text{м}$  и имеет при скорости вращения  $1000 \text{ об/мин}$  эффективный к. п. д. 0,85 (на масле вязкостью  $\sim 30 \text{ сст}$ ).

В последнее время фирма «Denison» стала выпускать пластинчатые насосы и гидромоторы с плавающим распределительным диском, автоматически прижимаемым к статору давлением рабочей жидкости. В одном из таких насосов (мод. T1D02021R) всасывание рабочей жидкости осуществляется через отверстие 1 (рис. 77) в чугунном корпусе 2 и далее через литые каналы 3 и 4, расположенные с двух сторон статора 5. Передний распределительный диск 6 плавающего типа размещен в центральной отверстии корпуса 2. Заднего распределительного диска нет; его роль выполняет обращенный к ротору 7 торец крышки 8. Нагнетаемая насосом рабочая жидкость попадает в литой канал 9, выполненный в крышке 8, и далее через отверстие 10 — в напорную магистраль.

В пазах ротора 7 расположены десять пластин 11, прижимаемых к статору 5 пружинами 12 (по три пружины в каждой пластине). Для направления пружин 12 служат стержни 13. Ротор 7 насажен на эвольвентные шлицы приводного вала 14, вращающегося в двух подшипниках. Передний шарикоподшипник 15, установленный в отверстии корпуса 2 — закрытого типа с защитными кольцами из эластичного пластика. При работе насоса этот подшипник не смазывается, смазка в него вводится при сборке. Фиксация наружного кольца подшипника 15 в корпусе 2 осуществляется при помощи пружинного кольца 16, а фиксация внутреннего кольца на валу 14 — при помощи пружинного кольца 17. Задний игольчатый подшипник 18, установленный в крышке 8, не имеет внутреннего кольца.

Для уплотнения стыка между корпусом 2 и крышкой 8 служит резиновое кольцо 19 круглого сечения.

Прижим плавающего распределительного диска 6 к статору 5 осуществляется при помощи плоской штампованной пружины 22, а при работе насоса — также давлением рабочей жидкости, подводимой из полости нагнетания в полость 21 между диском 6 и корпусом 2 через два отверстия 20 в диске 6. Уплотнение между наружным диаметром диска 6 и корпусом 2 осуществляется при помощи резинового кольца 23 круглого сечения. Для уплотнения между шейкой диска 6 и корпусом 2 служат два резиновых кольца 24 круглого сечения. Кольцевая камера 26 между кольцами 24 соединена для отвода утечек с полостью 31 отверстиями 25, а полость 31 соединена с полостью всасывания каналами 28 в диске 6. Таким образом исключается попадание рабочей жидкости из полости 21 в полость 27. Для уплотнения между диском 6 и валом 14 в диске 6 установлено специальное двухкромочное уплотнение 32.

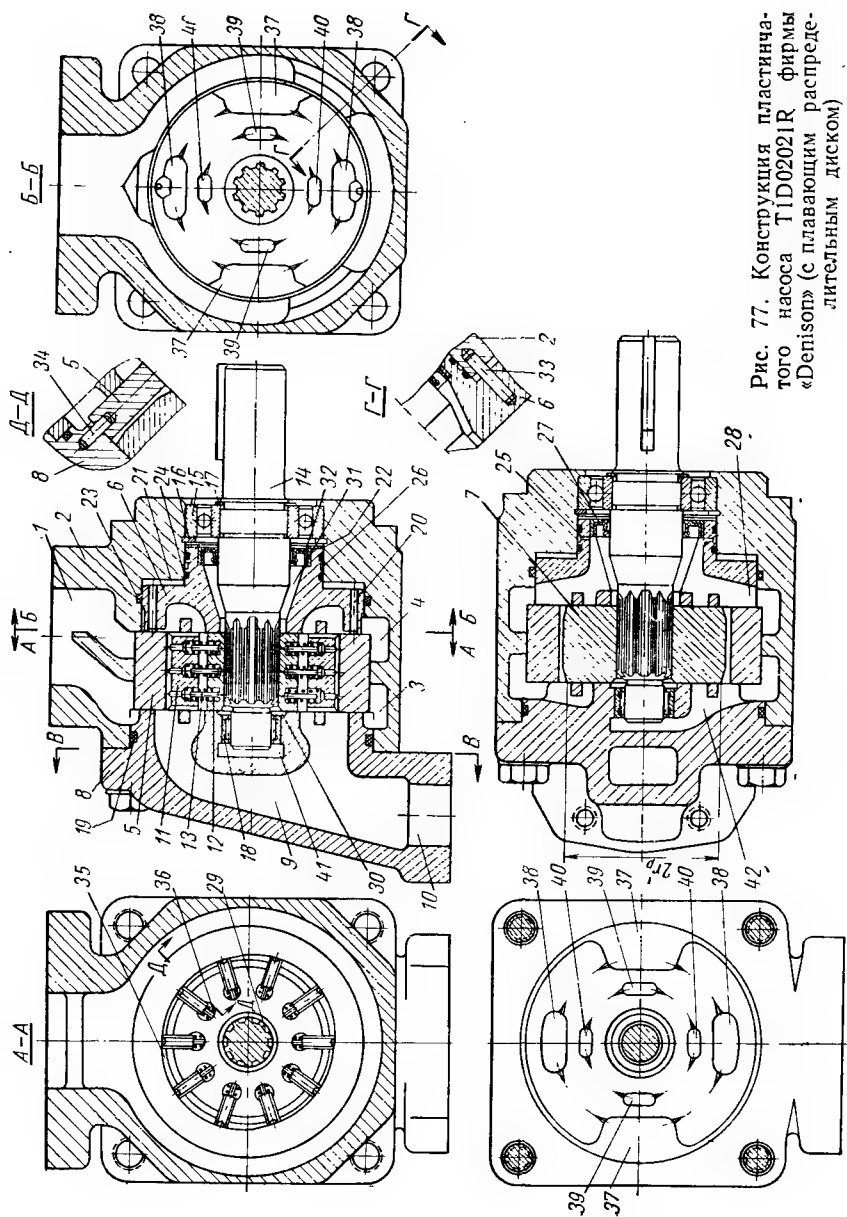


Рис. 77. Конструкция пластинчатого насоса TID02021R фирмы «Denison» (с плавающим распределительным диском)



Вал 14 имеет два диаметрально противоположных заниженных шлица, благодаря чему между валом 14 и ротором 7 образуются каналы 29, способствующие выравниванию давления с обеих сторон ротора 7 (в полостях 30 и 31). Отвод утечек из полости 41 за игольчатым подшипником 18 осуществляется через литой канал 42, соединенный с полостью всасывания.

Для фиксации статора 5 и распределительного диска 6 относительно корпуса 2 служат штифты 33 и 34.

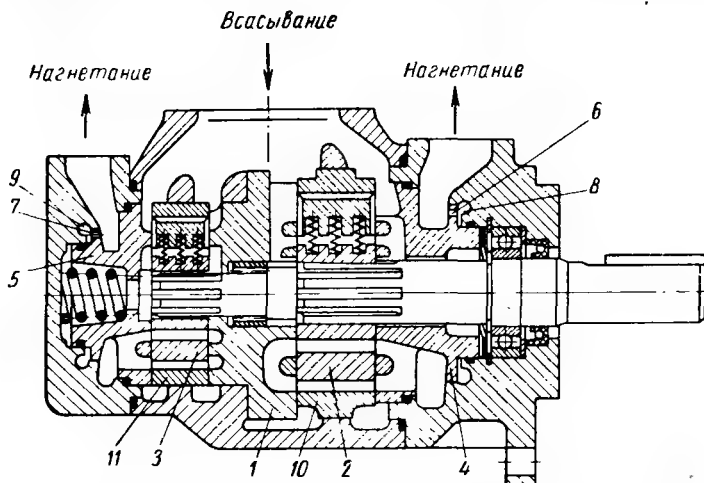


Рис. 78. Конструкция двойного пластинчатого насоса фирмы «Denison» с плавающими распределительными дисками

При работе насоса всасывание и нагнетание рабочей жидкости камерами 35 между пластинами 11 осуществляется через основные окна всасывания 37 и нагнетания 38; всасывание и нагнетание рабочей жидкости камерами 36 под пластинами 11 осуществляется через вспомогательные окна всасывания 39 и нагнетания 40. При испытании в ЭНИМСе объемный и эффективный к. п. д. насоса при производительности 92 л/мин и давлении 140 кг/см<sup>2</sup> составили соответственно 0,9 и 0,85 (на масле промышленное 20 при температуре 48—54° С).

Отличительной особенностью двойного пластинчатого насоса фирмы «Denison», работающего при давлении до 175 кг/см<sup>2</sup> (рис. 78) [52], является применение одного общего распределительного диска 1 для обоих насосов, так что правый торец диска 1 осуществляет распределение рабочей жидкости правого насоса 2, а левый торец диска 1 — левого насоса 3. Плавающие распределительные диски 4 и 5 прижаты к статорам 10 и 11 давлением рабочей жидкости, подведенной из полостей нагнетания насосов 2 и 3 в полости 8 и 9 через небольшие отверстия 6 и 7. Эти отверстия

дросселируют рабочую жидкость для предотвращения резкого изменения давления в полостях 8 и 9, что имеет своей целью свести к минимуму аксиальную вибрацию дисков 4 и 5 из-за неожиданного колебания давления в напорной магистрали. По данным фирмы, объемный и эффективный к. п. д. насоса серии TIS производительностью 90 л/мин при давлении 175 кг/см<sup>2</sup> составляет 0,92 и 0,86 [64].

Фирма «Denison» рекомендует применять масло вязкостью 32—75 сст при температуре +38° С. Максимальная вязкость при ми-

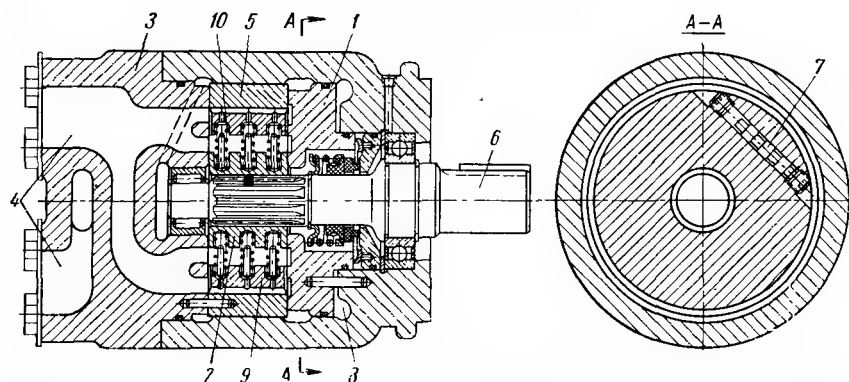


Рис. 79. Конструкция пластинчатого гидромотора фирмы «Denison» с плавающим распределительным диском

нимальной температуре не должна превышать 1400 сст. Максимальная температура масла 65° С. Минимальная вязкость 12 сст. Фирма требует, чтобы в гидросистеме были установлены фильтры. Фильтры должны быть также в заливочных патрубках бака и в отверстиях, сообщающихся с атмосферой.

В пластинчатом гидромоторе «Denison» серии MID новой конструкции с плавающим распределительным диском 1 (рис. 79) второго распределительного диска нет, его функции выполняет обращенный к ротору 2 торец крышки 3. В крышке 3 расположены литые каналы 4, через которые осуществляется подвод и слив рабочей жидкости.

Для осуществления автоматического прижима плавающего диска 1 к статору 5 при обоих направлениях вращения вала 6, в диске имеется специальное золотниковое устройство 7, которое автоматически соединяет полость 8 за диском с полостью давления.

Прижим пластин 9 к статору 5 осуществляется, как и в насосе, при помощи пружин 10.

Утечки по валу 6 предотвращает торцовое уплотнение 11, которое, как указывает фирма, может работать при давлении до 7 кг/см<sup>2</sup>. Отвод наружных утечек осуществляется через специальное отверстие в крышке 3 [63].

Гидромоторы серий MID, TMB и TMG предназначены для работы при давлении до  $140 \text{ кг/см}^2$ , а гидромоторы серии MIC — до  $175 \text{ кг/см}^2$ . Максимальная скорость вращения выходного вала для гидромоторов серий MID и TMB —  $2000 \text{ об/мин}$ , серии MIC —  $3000 \text{ об/мин}$ , серии TMG —  $1000 \text{ об/мин}$ . Фирма выпускает 14 моделей таких гидромоторов указанных серий с максимальными крутящими моментами от 3 до  $59,2 \text{ кг}\cdot\text{м}$ .

Фирма «Hydresco» (США) выпускает лопастные насосы и гидромоторы с давлением до  $140 \text{ кг/см}^2$ , отличительной особенностью которых является наличие в каждом пазу ротора двух пластин. Каждая пластина гидравлически уравновешена в радиальном и аксиальном направлениях, так как со всех сторон пластины поддерживается равное давление.

Пластинчатые насосы двойного действия фирмы «Hydresco» [68] работают в соответствии с принципиальной схемой, приведенной на рис. 16, и выпускаются производительностью от 5,68 до  $223 \text{ л/мин}$ . При вращении ротора пластины торцами всасывают и нагнетают рабочую жидкость, и эта подача, равная 15—20% от общей производительности насоса, прибавляется к основному потоку, нагнетаемому из камер между пластинами. Насосы имеют внутри корпуса «патрон», состоящий из быстроизнашиваемых деталей, который может быть легко заменен при выходе из строя на новый. Фирма выпускает пластинчатые насосы как в одинарном, так и в вдвоенном исполнении.

Пластинчатые гидромоторы фирмы «Hydresco» также двойного действия. В гидромоторах прижим пластин к статору осуществляется при помощи подвода давления под пластины. Устройство такого гидромотора представлено на рис. 80 [61].

Ротор 1 насоса со вдвоенными пластинами 2 расположен между двумя распределительными дисками (передним 3 и задним 4), одинаковыми по конструкции и жестко прижатыми к статору 5. На каждом распределительном диске установлены большой кольцевой клапан 6 и малый кольцевой клапан 7. Большой клапан 6 прижат к распределительному диску двумя пластинчатыми пружинами 8. Малый клапан прижат к распределительному диску спиральной конической пружины 9. К большому кольцевому клапану 6 винтами 10 прикреплены пружинные лепестки 11, прижатые к клапану 6. В отверстиях статора 5 расположены два управляющих плунжера 12.

При подводе рабочей жидкости под давлением к отверстию 13 в корпусе 14 рабочая жидкость поступает к окнам 15 клапана 6 и к отверстиям 16 диска 3. Под действием давления рабочей жидкости, поступающей к окнам 15, лепестки 11 отгибаются от клапана 6 и дают возможность рабочей жидкости проходить в дугообразные каналы 17 диска 3, откуда рабочая жидкость через основные подводящие окна 18 диска 3 поступает в камеры 21 между пластинами 2; при этом ротор 1 вращается против часовой стрелки, если

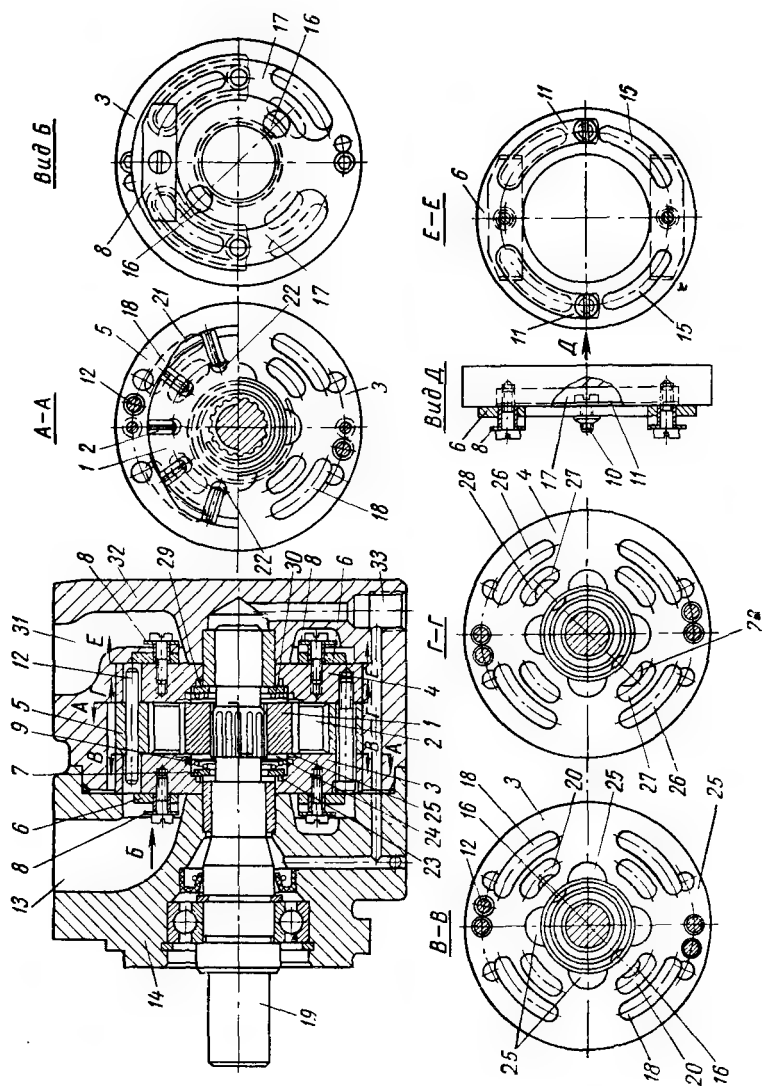


Рис. 80. Конструкция пластинчатого гидромотора фирмы «Hydresco»

смотреть со стороны вала 19. Из отверстий 16 рабочая жидкость поступает во вспомогательные подводящие окна 20 диска 3, откуда поступает в камеры 22 под пластинами 2, прижимая их к статору 5. При этом надежный прижим пластин 2 к статору 5 обеспечивается разностью давлений: давление в камерах 22 под пластинами 2 выше, чем давление в камерах 21 между пластинами 2, так как в камеры 21 рабочая жидкость поступает через щель между клапаном 6 и пружинными лепестками 11, где из-за упругости лепестков 11 происходит некоторое падение давления. Из отверстий 16 рабочая жидкость поступает также в кольцевую канавку 23 и отжимает малый кольцевой клапан 7 от диска 3; рабочая жидкость при этом поступает в полость 24, откуда попадает в полукруглые канавки 25 (по четыре канавки в каждом распределительном диске). Давлением рабочей жидкости в канавках 25 осуществляется прижим пластин 2 к статору 5 при прохождении пластинами 2 мимо перемычек между окнами подвода и слива рабочей жидкости. Под действием давления рабочей жидкости со стороны отверстия 13 плунжеры 12 перемещаются вправо и отжимают правый клапан 6 от диска 4, деформируя пружины 8. При этом обеспечивается свободный слив рабочей жидкости из камер 21 между пластинами 2 во время прохождения этих камер мимо основных отводящих окон 26 диска 4. Из вспомогательных отводящих окон 27 рабочая жидкость сливается через отверстия 28 (выполнены аналогично отверстиям 16). Канавка 29, также соединенная с полостью слива отверстием 28, перекрыта малым кольцевым клапаном 30, на который слева действует давление рабочей жидкости из внутренней полости 24. Слив рабочей жидкости осуществляется через отверстие 31 крышки 32.

При подводе рабочей жидкости к отверстию 31 и отводе ее из отверстия 13 работа гидромотора происходит аналогично: вал 19 при этом вращается по часовой стрелке (если смотреть со стороны вала).

Отверстие 33 в крышке 32 гидромотора служит для отвода наружных утечек.

Фирма выпускает пластинчатые гидромоторы, развивающие при давлении  $140 \text{ кг/см}^2$  крутящий момент от 1,8 до  $71,6 \text{ кг}\cdot\text{м}$ .

Характерной особенностью насосов «DeGi» (Англия) (рис. 81) является применение ротора 1 в виде кулачка и статора 2, внутренний профиль которого представляет собой окружность. Ротор 1 насоса имеет на двух противоположных участках, ограниченных углами  $90^\circ$ , цилиндрические поверхности. Между этими поверхностями расположены криволинейные переходные участки. В пазах статора 2 имеются две пластины 3, расположенные под углом  $180^\circ$  одна относительно другой.

Подвод и отвод рабочей жидкости осуществляется через отверстия в статоре 2. Всасывание рабочей жидкости происходит через центральное отверстие 5 в крышке 4, нагнетание — через

отверстие 6 в корпусе 7. Насос «Deri» состоит из двух секций, всасывающие и нагнетательные полости которых соединены между собой параллельно. Выступы роторов 1 обеих секций смещены на  $90^\circ$  один относительно другого. Прижим пластин 3 к ротору 1 осуществляется давлением рабочей жидкости, а в начале работы насоса — при помощи подпружиненного коромысла 8. Каждое коромысло 8 прижимает две пластины 3 (по одной пластине в каж-

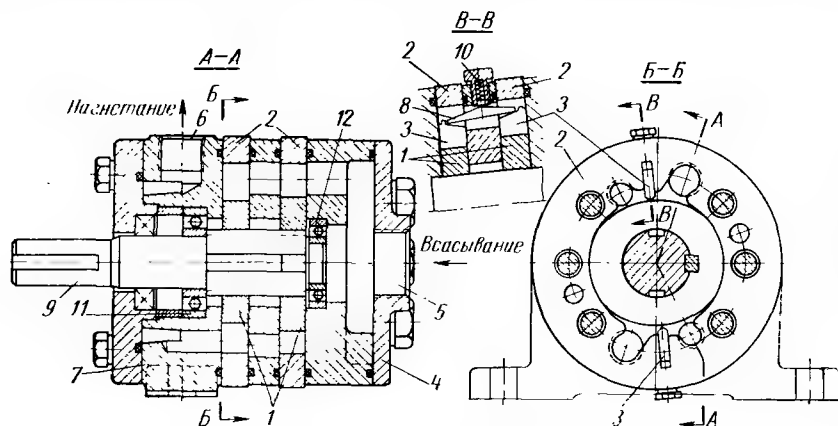


Рис. 81. Конструкция пластинчатого насоса «Deri»

дой секции). Ввиду того, что выступы роторов 1 обеих секций насоса расположены под углом  $90^\circ$ , то при вращении роторов на сколько одна пластина 3 выходит из паза статора 2, на столько же другая пластина 3 входит в паз статора 2. Поэтому при вращении вала 9 насоса пружина 10, прижимающая коромысло 8, не деформируется.

Так как это насос двойного действия, то нагрузка от давления рабочей жидкости на ротор 1 уравновешена, и подшипники 11 и 12 насоса разгружены.

Фирма указывает, что насосы могут работать на жидкостях от керосина до тяжелых топливных масел. К недостатку таких насосов следует отнести то, что уплотнение между смежными полостями всасывания и нагнетания осуществляется только за счет некоторой посадки ротора в статоре, т. е. между ротором (по большому радиусу) и статором имеется зазор, через который происходит утечка рабочей жидкости. По данным фирмы, объемный и эффективный к. п. д. насоса производительностью  $75 \text{ л/мин}$  при давлении  $140 \text{ кг/см}^2$  составляет соответственно 0,92 и 0,79.

Пластинчатые гидромоторы «Deri» имеют такую же конструкцию, как и насосы. Гидромоторы могут работать при постоянном крутящем моменте на всем диапазоне скоростей.

Фирма «Teves» (ФРГ) выпускает пластинчатые насосы двойного действия, работающие по принципиальной схеме, приведенной на рис. 6.

В таком насосе (рис. 82) ротор 1 выполнен за одно целое с валом, который вращается в подшипниках скольжения, образованных отверстиями в переднем 2 и заднем 3 распределительных дисках [69]. Для увеличения площади проходных сечений, через которые заполняются рабочей жидкостью камеры 4 между пластинами 5, на роторе 1 имеются выборки. С целью снижения ско-

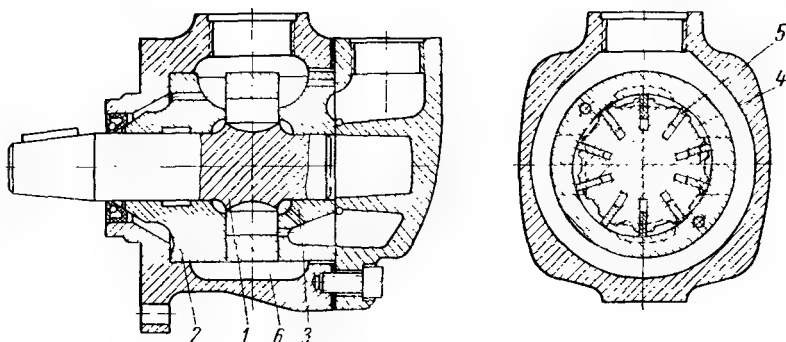


Рис. 82. Конструкция пластинчатого насоса фирмы «Teves»

рости всасывания в насосе имеется большой кольцевой всасывающий канал 6; всасывание в камеры 4 между пластинами 5 осуществляется с двух сторон ротора 1.

Насосы выпускаются в одинарном и в двоярном исполнении, а также в исполнении со встроенным клапаном и с бачком для рабочей жидкости.

Фирма рекомендует устанавливать насосы только с фильтром.

В Японии пластинчатые насосы выпускает фирма «Juken» [51]. Конструкция этих насосов не отличается от известной конструкции фирмы «Vickers» (США), т. е. имеет жестко прижатые к статору бронзовые распределительные диски, в шейках которых вращается ротор. Фирма выпускает насосы производительностью от 1,75 до 194 л/мин при давлении 70 кг/см<sup>2</sup> и от 3,9 до 26,1 л/мин при давлении 140 кг/см<sup>2</sup>.

Фирма «Juken» производит также пластинчатые гидромоторы, работающие в диапазоне чисел оборотов от 150 до 1800 об/мин, с крутящим моментом от 1,09 до 2,27 кг·м при давлении 60 кг/см<sup>2</sup>.

Фирма «Weldop» (США) выпускает пластинчатые насосы, которые по принципу действия подобны насосам «Deri».

Отверстие статора 1 (рис. 83) насоса имеет форму окружности. В пазах статора 1 размещены две пластины 2 под углом 180° одна относительно другой. Предварительный прижим пластин 2 к

ротору 3 осуществляется кольцевой пружиной 4, расположенной в канавке на наружном диаметре статора 1. Ротор 3 насоса имеет три выступа, расположенные под углом  $120^\circ$ . Подаваемая насосом с обеих сторон ротора рабочая жидкость объединяется внутри крышки 5 и выходит из насоса одним общим потоком.

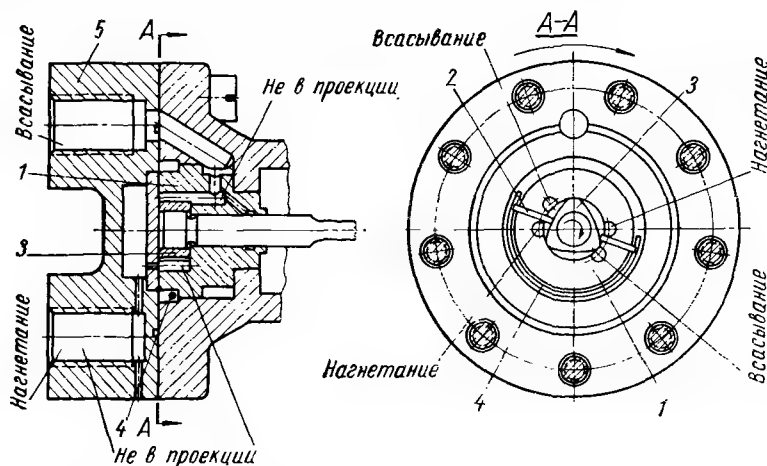


Рис. 83. Конструкция пластинчатого насоса фирмы «Weldon»

### НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ МНОГОКРАТНОГО ДЕЙСТВИЯ

Гидромоторы фирмы «Teves» (ФРГ) — шестикратного действия, т. е. за один оборот ротора в каждую из камер между двумя соседними пластинами рабочая жидкость 6 раз поступает и 6 раз сливается (рис. 84). Так как зоны нагнетания в гидромоторе расположены под углом  $60^\circ$  одна относительно другой, силы от давления рабочей жидкости на ротор уравновешены, и игольчатые подшипники 3 разгружены. В пазах ротора 1 расположены двадцать пластин 2, прижимаемых к внутренней поверхности статора 4 при помощи спиральных цилиндрических пружин 5 (по семь пружин в каждой пластине). При движении по участкам с постоянным (большим и малым) радиусом внутреннего отверстия статора 4, когда камера между пластинами перемещается мимо уплотняющей перемычки между окнами подвода и слива рабочей жидкости, пластины прижаты к статору давлением рабочей жидкости, равным примерно половине полного давления нагнетания; снижение давления рабочей жидкости при ее подводе в камеры под пластинами осуществляется при помощи двух золотников 9, расположенных в распределительных дисках 6. Рабочая жидкость под таким же давлением от золотников 9 поступает в полости 10 между дисками 6 и крышками 11. Во время работы гидромотора один из золотников 9 работает как редукционный клапан, снижая давление нагне-



тания примерно в 2 раза, а второй золотник служит для разъединения полостей с полным и пониженным давлением. При реверсировании гидромотора золотники меняются своими функциями.

При движении пластин 2 по участкам с переменным радиусом внутреннего отверстия статора 4, т. е. когда они при вращении ротора 1, проходя мимо окон подвода и слива рабочей жидкости, перемещаются относительно ротора, пластины не прижимаются давлением рабочей жидкости к статору.

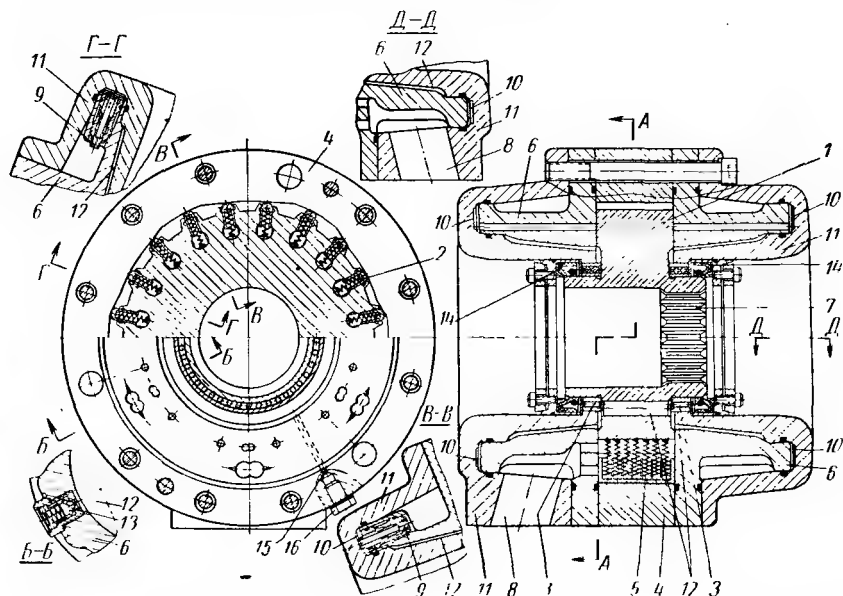


Рис. 84. Конструкция пластинчатого гидромотора MD2-1000 фирмы «Teves»

Гидромотор имеет жестко прижатые к статору 4 распределительные диски 6. При работе гидромотора давление рабочей жидкости, подводимой в полость 10, повышает герметичность гидромотора путем деформации дисков 6.

Крутящий момент передается от ротора 1 к валу отбора мощности (на рисунке не показан) через эвольвентное шлицевое соединение 7. Подвод и отвод рабочей жидкости осуществляется через отверстия 8 в крышках 11.

Для перепуска утечек из дренажной полости 12 в полость слива в дисках 6 предусмотрены обратные клапаны 13. Для случая, когда давление в полости слива выше допустимого уплотнительными манжетами 14 (при работе гидромотора с подпором на сливе), конструкция гидромотора предусматривает возможность свободного слива утечек в резервуар, для чего в дисках 6 имеются дренажные отверстия 15, закрытые пробками 16.

Преимуществом такого гидромотора перед гидромоторами двойного действия является возможность получения в том же габарите в 3 раза большего крутящего момента. Однако это преимущество достигается уменьшением в 1,5 раза угла  $\alpha$ , внутри которого расположен переменный радиус статора, вследствие чего при том же эксцентриситете подъем кривой статора будет происходить более круто, что следует учитывать при расчете (см. выше).

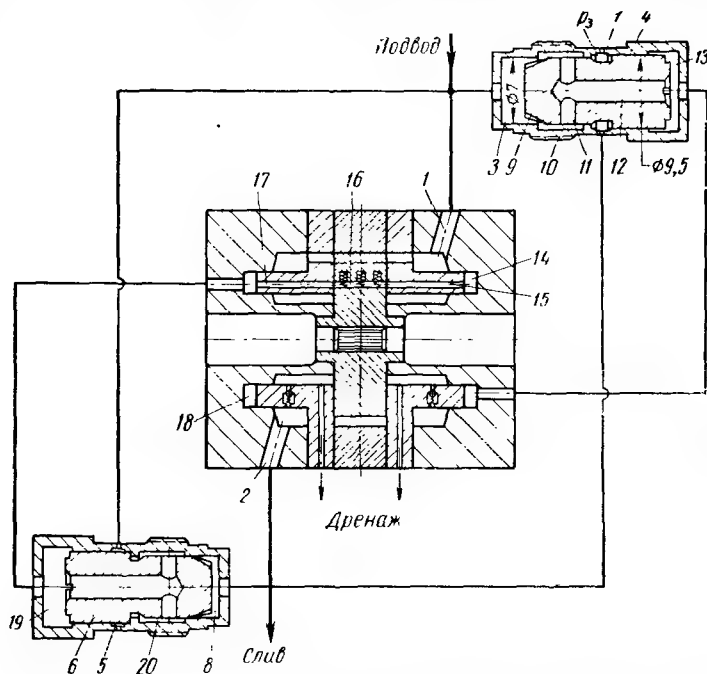


Рис. 85. Принципиальная схема включения золотников для подвода давления в полости за дисками и в камеры под пластинами в пластинчатом гидромоторе MD2-1000 фирмы «Teves»

Подвод давления в полости между дисками и крышками, а также в камеры под пластинами на участках между окнами подвода и слива рабочей жидкости (соответствующих участкам профиля статора с большим и малым постоянным радиусом) осуществляется путем включения золотников (рис. 85). При подводе рабочей жидкости с давлением  $p_n$  к отверстию 1 и отводе на слив от отверстия 2, давление подводится также в полость 3 золотника 4 и в канавку 5 золотника 6. Канавка 7 золотника 4 и полость 8 золотника 6 при этом соединены с полостью слива.

Полость 3 золотника 4 соединена прорезями 9 с канавкой 10, которая, в свою очередь, отверстиями 11 и 12 соединена с полостью 13. При протекании рабочей жидкости через прорези 9



Диапазон чисел оборотов для наименьшего гидромотора от 10 до 350 *об/мин*, для остальных — от 40 до 250 *об/мин*. Фирма рекомендует использовать масло вязкостью не менее 50 *сст*. Допустимая температура  $+70^{\circ}\text{C}$ . Фирма требует, чтобы в гидросистеме были установлены фильтры.

Данные по зазорам, шероховатости поверхностей, твердости и точности изготовления основных деталей насосов и гидромоторов фирм «Vickers», «Denison», «Jukop» и «Teves» содержатся в табл. 3—5.

Фирма «Bendix» (США) выпускает пластинчатые гидромоторы четырехкратного действия (рис. 86). Ротор 1 гидромотора имеет шесть выступов. В пазах статора 2 расположены четыре пластины 3. Такое устройство гидромотора обеспечивает уравнивание сил от давления рабочей жидкости на ротор 1, вследствие чего подшипники гидромотора разгружены.

Фирма выпускает гидромоторы с крутящим моментом до 5,28  $\text{кГ}\cdot\text{м}$  при давлении 210  $\text{кГ/см}^2$  и скорости вращения от 50 до 4000 *об/мин*.

---

## РАСЧЕТ, КОНСТРУИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ

Ниже приводится расчет основных деталей пластинчатых насосов и гидромоторов, являющийся специфическим с точки зрения работоспособности этих машин, а также рассматриваются вопросы конструирования и технологии изготовления основных деталей.

Расчеты на прочность здесь не рассматриваются, так как имеется в виду, что они должны проводиться в соответствии с данными курсов сопротивления материалов и деталей машин.

### РАСЧЕТ СИЛ ПРИЖИМА РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ДИСКА ПЛАВАЮЩЕГО ТИПА К СТАТОРУ

Чтобы избежать отжима распределительного диска плавающего типа от статора, необходимо правильно выбирать размеры деталей насоса. В связи с тем, что расчетные схемы прижима распределительного диска плавающего типа различны для насосов отечественного производства Г12-2 и Г12-4, насосов с разгруженными пластинами БГ12-2 и пластинчатых гидромоторов МГ16-1, рассмотрим каждый из этих случаев в отдельности.

**Насосы Г12-2 и Г12-4.** Плавающий диск к статору прижимается силой  $P_n$ , создаваемой давлением рабочей жидкости на площадь диска, равную кольцевой поверхности между диаметрами  $d_7$  и  $d_8$  (рис. 87), за вычетом площади двух нагнетательных окон (в разрезе А—А заштрихованы). Величина этой силы

$$P_n = p_n F_n, \quad (152)$$

где  $p_n$  — давление нагнетания;

$$F_n \approx \frac{\pi}{4} (d_7^2 - d_8^2) - 2(d_7 - d_4) \left[ \frac{\pi}{16} (d_7 + d_4) - a' \right]. \quad (153)$$

На торце диска со стороны ротора действует сила  $P_0$ , отжимающая диск.

Для определения этой силы всю поверхность торца диска разобьем на шесть участков, на каждом из которых распределение давления принимается по одному закону [15].

Участок *I* — кольцевая поверхность торца диска, ограниченная диаметрами  $d$  и  $d_1$ . Канавка ротора между  $d_1$  и  $d_2$  сообщается с напорной магистралью, поэтому на диаметре  $d_1$  действует давление нагнетания  $p_n$ . На участке между  $d$  и  $d_1$  принимается изменение давления по закону треугольника. Сила  $P_I$  от действия давления на участке *I* будет численно равна раз-

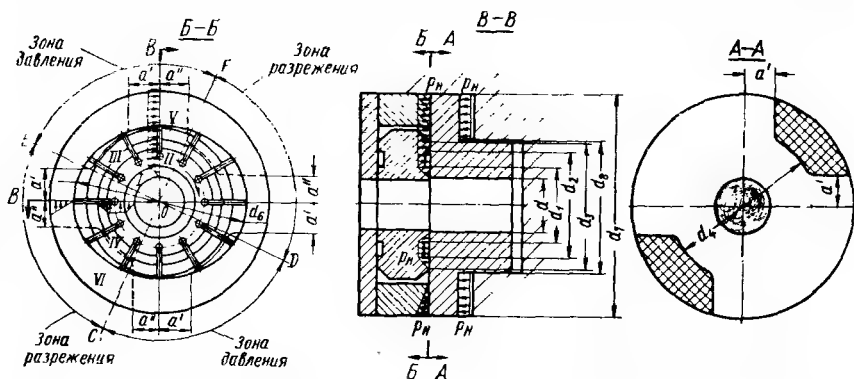


Рис. 87. Схема для расчета сил, действующих на плавающий распределительный диск насосов Г12-2 и Г12-4

ности объемов цилиндра с высотой  $p_n$  и диаметром основания  $d_1$  и усеченного конуса с высотой  $p_n$  и диаметрами оснований  $d$  и  $d_1$ :

$$P_I = \frac{\pi}{4} d_1^2 p_n - \frac{\pi}{12} (d_1^2 + d^2 + d_1 d) p_n = \frac{\pi}{12} (2d_1^2 - d^2 - d_1 d) p_n.$$

Участок *II* — кольцевая поверхность торца диска, ограниченная диаметрами  $d_1$  и  $d_2$ . На всей поверхности этого участка действует давление нагнетания  $p_n$ . Сила от действия давления на участке *II*

$$P_{II} = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) p_n.$$

Участок *III* — часть кольцевой поверхности торца диска в зоне нагнетания, ограниченная диаметрами  $d_2$  и  $d_4$  и углами  $FOE$  и  $DOC$ . Другая часть той же кольцевой поверхности, ограниченная углами  $EOC$  и  $FOD$ , расположена в зоне всасывания. Такое расположение зон нагнетания и всасывания принимается на основании результатов наблюдений при длительной работе насосов, согласно которым наиболее интенсивный износ статоров, определяющий указанные выше углы, происходит в зоне всасывания, где пластины с большой силой прижимаются к статору. Принимается, что углы  $FOE$  и  $DOC$  равны углам  $EOC$  и  $FOD$ . На всей поверхности участка *III* действует давление  $p_n$ , поэтому сила, отжимающая диск,

$$P_{III} = \frac{\pi}{8} (d_4^2 - d_2^2) p_n.$$

Участок IV — часть кольцевой поверхности торца диска в зоне всасывания, ограниченная диаметрами  $d_2$  и  $d_3$  и углами  $FOD$  и  $EOC$ . На участке между  $d_2$  и  $d_3$  принимается изменение давления по закону треугольника, а давление на диаметре  $d_3$  приравнивается нулю. Сила  $P_{IV}$ , отжимающая диск, численно равна половине разности объемов усеченного конуса с высотой  $p_n$  и диаметрами оснований  $d_2$  и  $d_3$  и цилиндра с высотой  $p_n$  и диаметром основания  $d_2$ :

$$\begin{aligned} P_{IV} &= \frac{1}{2} \left[ \frac{\pi}{12} (d_3^2 + d_2^2 + d_3 d_2) p_n - \frac{\pi}{4} d_2^2 p_n \right] = \\ &= \frac{\pi}{24} (d_3^2 - 2d_2^2 + d_3 d_2) p_n. \end{aligned}$$

Участок V — часть кольцевой поверхности торца диска в зоне нагнетания, ограниченная диаметрами  $d_4$  и  $d_7$  и шириной  $a' + a''$  ( $a'$  — расстояние от оси до окна нагнетания,  $a''$  — расстояние от оси до окна всасывания). Принимается, что на всей площади этого участка действует давление нагнетания  $p_n$ , поэтому сила, отжимающая диск,

$$P_V = 2(a' + a'') \left( \frac{d_7}{2} - \frac{d_4}{2} \right) p_n = (a' + a'') (d_7 - d_4) p_n.$$

Участок VI — часть кольцевой поверхности торца диска в зоне всасывания, условно ограниченная диаметрами  $d_6$  и  $d_7$ . На участке между  $d_6$  и  $d_7$  в зоне всасывания принимается изменение давления по закону треугольника. Сила  $P_{VI}$ , отжимающая диск, численно равна половине разности объемов цилиндра с высотой  $p_n$  и диаметром основания  $d_7$  и усеченного конуса с высотой  $p_n$  и диаметрами оснований  $d_6$  и  $d_7$

$$\begin{aligned} P_{VI} &= \frac{1}{2} \left[ \frac{\pi}{4} d_7^2 p_n - \frac{\pi}{12} (d_7^2 + d_6^2 + d_7 d_6) p_n \right] = \\ &= \frac{\pi}{24} (2d_7^2 - d_6^2 - d_7 d_6) p_n. \end{aligned}$$

Общая сила отжима диска равна сумме отдельных сил, т. е.

$$P_o = \sum_{i=1}^{i=VI} P_i.$$

После преобразований получаем

$$\begin{aligned} P_o = \left[ \frac{\pi}{24} (2d_7^2 - d_7 d_6 - d_6^2 + 3d_4^2 + d_3^2 + d_3 d_2 + d_2^2 - 2d_1^2 - 2d_1 d - \right. \\ \left. - 2d^2) + (a' + a'') (d_7 - d_4) \right] p_n. \end{aligned}$$

Выражение для  $P_o$  можно записать в следующем виде:

$$P_o = p_n F_o, \quad (154)$$

где  $F_o$  — приведенная к давлению  $p_n$  площадь отжима плавающего диска;

$$F_o = \frac{\pi}{24} (2d_7^2 - d_7d_6 - d_6^2 + 3d_4^2 + d_3^2 + d_3d_2 + d_2^2 - 2d_1^2 - 2d_1d - 2d^2) + (a' + a'')(d_7 - d_4). \quad (155)$$

В случае, когда всасывание рабочей жидкости в насосе осуществляется с двух сторон ротора, выражение (155) несколько видоизменяется. Ввиду того, что на участке VI в статоре имеются отверстия для подвода рабочей жидкости на всасывание с двух сторон ротора, будем считать, что на поверхности торца диска, расположенной против окон всасывания, давление равно нулю. В этом случае участок VI представляет собой часть кольцевой поверхности торца диска в зоне всасывания, ограниченную диаметрами  $d_6$  и  $d_7$  и шириной  $a' + a''$ . Изменение давления на участке между  $d_6$  и  $d_7$  принимается по закону треугольника. Сила  $P_{VI}$ , отжимающая диск на участке VI

$$P_{VI} = 2(a' + a'') \left( \frac{d_7}{2} - \frac{d_6}{2} \right) \frac{1}{2} p_n = \\ = \frac{1}{2} (a' + a'')(d_7 - d_6) p_n.$$

Общая сила отжима

$$P_o = \left[ \frac{\pi}{24} (3d_4^2 + d_3^2 + d_3d_2 + d_2^2 - 2d_1^2 - 2d_1d - 2d^2) + \right. \\ \left. + \frac{a' + a''}{2} (3d_7 - d_6 - 2d_4) \right] p_n,$$

откуда приведенная площадь отжима плавающего диска

$$F_o = \frac{\pi}{24} (3d_4^2 + d_3^2 + d_3d_2 + d_2^2 - 2d_1^2 - 2d_1d - 2d^2) + \\ + \frac{a' + a''}{2} (3d_7 - d_6 - 2d_4). \quad (156)$$

**Насосы БГ12-2.** Для насосов БГ12-2 силу прижима  $P_n$  (рис. 88) можно подсчитывать по приведенному выше уравнению (152), где площадь прижима  $F_n$  определяется уравнением

$$F_n = \frac{\pi}{4} (d_7^2 - d_8^2) - 2(d_7 - d_4) \left[ \frac{\pi}{16} (d_7 + d_4) - \frac{a_1 + a_2}{2} \right]. \quad (157)$$



Для определения силы отжима диска выделим на прилегающем к ротору торце плавающего диска зоны нагнетания  $ABOCD$  и  $EFOGH$  и зоны всасывания  $ABOFE$  и  $DCOGH$ . Лучи, ограничивающие эти зоны, проходят из центра  $O$  через край основных всасывающих окон и далее из точки пересечения луча с постоянным радиусом статора (например, точки  $B$ ) по краю окна всасывания до диаметра  $d_7$ . Угол, на котором расположена одна зона всасывания, равен углу  $\alpha$ , на котором расположен участок с переменным радиусом статора. Для насосов БГ12-2 угол  $\alpha = 45^\circ$ . Следова-

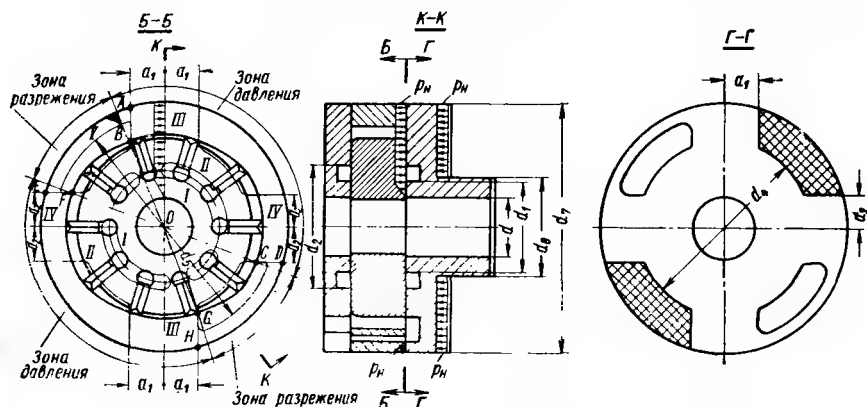


Рис. 88. Схема для расчета сил, действующих на плавающий распределительный диск насосов БГ12-2

тельно, угол, на котором расположена одна зона нагнетания,  $\angle BOC = 180^\circ - 45^\circ = 135^\circ$ .

Далее, для определения силы отжима всю поверхность торца плавающего диска, на которую действует отжимающее давление, разобьем на четыре участка, на каждом из которых распределение давления принимается по одному закону.

Участок  $I$  — часть кольцевой поверхности торца плавающего диска в зоне нагнетания, ограниченная диаметрами  $d$  и  $d_1$ . Окно диска между  $d_1$  и  $d_2$  сообщается с напорной магистралью, поэтому на диаметре  $d_1$  действует давление нагнетания  $p_n$ . На участке между  $d$  и  $d_1$  принимается изменение давления по закону треугольника. Сила от действия давления на участке  $I$  численно равна части разности объемов цилиндра с высотой  $p_n$  и диаметром оснований  $d_1$  и усеченного конуса с высотой  $p_n$  и диаметрами оснований  $d$  и  $d_1$ :

$$P_I = \frac{270^\circ}{360^\circ} \left[ \frac{\pi}{4} d_1 p_n - \frac{\pi}{12} (d_1^2 + d^2 + d_1 d) p_n \right] =$$

$$= \frac{\pi}{16} (2d_1^2 - d^2 - d_1 d) p_n.$$

42, 88.

Участок II — часть кольцевой поверхности торца диска в зоне нагнетания, ограниченная диаметрами  $d_1$  и  $d_4$ . На всей поверхности этого участка действует давление нагнетания  $p_n$ . Сила от действия давления на участке II

$$P_{II} = \frac{270^\circ}{360^\circ} \cdot \frac{\pi}{4} (d_4^2 - d_1^2) p_n = \frac{3\pi}{16} (d_4^2 - d_1^2) p_n.$$

Участок III — часть кольцевой поверхности торца диска в зоне нагнетания, ограниченная диаметрами  $d_4$  и  $d_7$  и шириной  $a_1 + a_2$ . Таких участков будет четыре. Принимается, что на всей площади этого участка действует давление нагнетания  $p_n$ , поэтому сила, отжимающая диск,

$$P_{III} = 4(a_1 + a_2) \left( \frac{d_7}{2} - \frac{d_4}{2} \right) p_n = 2(a_1 + a_2) (d_7 - d_4) p_n.$$

Участок IV — часть кольцевой поверхности торца диска в зоне всасывания, ограниченная диаметрами  $d_6$  и  $d_7$ . На участке между  $d_6$  и  $d_7$  принимается изменение давления по закону треугольника, а давление на диаметре  $d_5$  приравнивается нулю. Сила от действия давления на участке IV

$$\begin{aligned} P_{IV} &= 2 \left( \frac{d_7}{2} - \frac{d_6}{2} \right) \left[ \frac{\pi d_7}{4} - (a_1 + a_2) \right] \frac{1}{2} p_n = \\ &= \frac{d_7 - d_6}{8} [\pi d_7 - 4(a_1 + a_2)] p_n. \end{aligned}$$

Общая сила отжима диска  $P_o = p_n F_o$ , где приведенная к давлению  $p_n$  площадь отжима диска

$$\begin{aligned} F_o &= \frac{\pi}{16} (3d_4^2 - d_1^2 - d_1 d - d^2) + 2(a_1 + a_2) (d_7 - d_4) + \\ &+ (d_7 - d_6) \left( \frac{\pi}{8} d_7 - \frac{a_1 + a_2}{2} \right). \end{aligned} \quad (158)$$

Таким образом, по уравнениям (153), (155), (156) — (158) можно определить площади прижима и отжима плавающего диска. На основании проведенной в ЭНИМСе работы установлено, что для нормальной работы насосов должно быть соблюдено следующее условие:  
для насосов Г12-2 и Г12-4

$$\frac{F_n}{F_o} \geq 1,2; \quad (159)$$

для насосов БГ12-2

$$\frac{F_n}{F_o} \geq 1,3. \quad (160)$$

Различные значения отношения  $\frac{F_n}{F_o}$  (табл. 7) легко могут быть получены при изменении диаметра шейки диска  $d_8$ .

**Гидромоторы МГ16-1.** В пластинчатых гидромоторах МГ16-1 автоматический прижим плавающего диска к статору осуществляется давлением рабочей жидкости на торец плавающего диска (рис. 89).

Силы прижима подсчитывают по уравнению (152). Однако в зависимости от того, подводится ли давление к отверстию в кор-

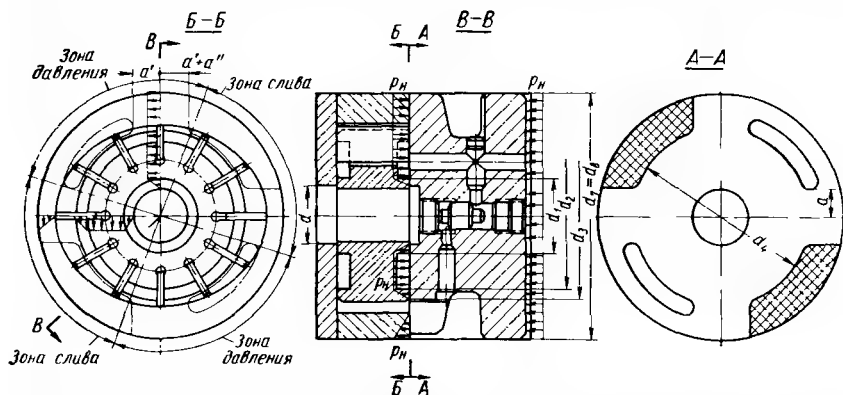


Рис. 89. Схема для расчета сил, действующих на плавающий распределительный диск гидромоторов МГ16-1

пусе или к отверстию в крышке, площадь  $F_n$  принимает различные значения. При подводе давления со стороны корпуса

$$F'_n = \frac{\pi d_7^2}{4}. \quad (161)$$

При подводе давления со стороны крышки площадь  $F_n$  будет меньше из-за уравнивания давления на площади вырезных окон в плавающем диске (на рисунке заштрихованы):

$$F''_n = \frac{\pi d_7^2}{4} - (d_7 - d_4) \left[ \frac{\pi}{8} (d_7 + d_4) - 2a \right]. \quad (162)$$

Площадь отжима плавающего диска для пластинчатых гидромоторов МГ16-1 подсчитывается по уравнению (155).

Ввиду того что давление рабочей жидкости передается в полость за плавающим диском через систему каналов и специальное золотниковое устройство в этом диске, где имеет место дросселирование потока жидкости, давление, прижимающее плавающий диск, может быть несколько ниже давления, отжимающего этот диск, так как к ротору рабочая жидкость подается непосредственно

3025

4075  
676

520

782,345

Сравнительные данные по плавающим дискам пластинчатых насосов

| Насос   | Характеристика насоса                                                           | Размеры диска в мм               | Площадь в см <sup>2</sup> |                  | Отноше-<br>ние<br>$F_n/F_0$ | Примечание                    |
|---------|---------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------|---------------------------|------------------|-----------------------------|-------------------------------|
|         |                                                                                 |                                  | отжима<br>$F_0$           | прижима<br>$F_n$ |                             |                               |
| Г12-41Б | $Q = 3 \text{ л/мин}$<br>$p = 64 \text{ кг/см}^2$<br>$n = 1450 \text{ об/мин}$  | $d = 13; d_3 = 39; d_7 = 60$     | 15,45                     | 18,06            | 1,17                        | Насос<br>работал<br>нормально |
|         |                                                                                 | $d_1 = 19; d_4 = 40; a = 9,5$    |                           |                  |                             |                               |
|         |                                                                                 | $d_2 = 25; d_6 = 44,4; d_8 = 28$ |                           |                  |                             |                               |
| Г12-42А | $Q = 12 \text{ л/мин}$<br>$p = 50 \text{ кг/см}^2$<br>$n = 1450 \text{ об/мин}$ | $d = 13; d_3 = 39; d_7 = 60$     | 15,45                     | 16,66            | 1,08                        | Диск<br>отжимался             |
|         |                                                                                 | $d_1 = 19; d_4 = 40; a = 9,5$    |                           |                  |                             |                               |
|         |                                                                                 | $d_2 = 25; d_6 = 47; d_8 = 31$   |                           |                  |                             |                               |
| Г12-24А | $Q = 50 \text{ л/мин}$<br>$p = 64 \text{ кг/см}^2$<br>$n = 950 \text{ об/мин}$  | $d = 13; d_3 = 39; d_7 = 60$     | 15,1                      | 13,56            | 0,9                         | Диск<br>отжимался             |
|         |                                                                                 | $d_1 = 19; d_4 = 40; a = 9,5$    |                           |                  |                             |                               |
|         |                                                                                 | $d_2 = 25; d_6 = 47; d_8 = 37$   |                           |                  |                             |                               |
| Г12-24А | $Q = 50 \text{ л/мин}$<br>$p = 64 \text{ кг/см}^2$<br>$n = 950 \text{ об/мин}$  | $d = 28; d_3 = 83; d_7 = 120$    | 64,7                      | 74,2             | 1,15                        | Насос<br>работал<br>нормально |
|         |                                                                                 | $d_1 = 42; d_4 = 85; a = 18,4$   |                           |                  |                             |                               |
|         |                                                                                 | $d_2 = 68; d_6 = 95,4; d_8 = 55$ |                           |                  |                             |                               |
| Г12-24А | $Q = 50 \text{ л/мин}$<br>$p = 64 \text{ кг/см}^2$<br>$n = 950 \text{ об/мин}$  | $d = 28; d_3 = 83; d_7 = 120$    | 64,7                      | 59,2             | 0,917                       | Диск<br>отжимался             |
|         |                                                                                 | $d_1 = 42; d_4 = 85; a = 18,4$   |                           |                  |                             |                               |
|         |                                                                                 | $d_2 = 68; d_6 = 95,4; d_8 = 70$ |                           |                  |                             |                               |

|         |                                                                                  |                                                                                                                          |       |       |      |                         |
|---------|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|-------|------|-------------------------|
| Г12-25А | $Q = 100 \text{ л/мин}$<br>$p = 64 \text{ кг/см}^2$<br>$n = 950 \text{ об/мин}$  | $d = 28; d_3 = 83; d_7 = 120$<br>$d_1 = 42; d_4 = 85; a = 18,4$<br>$d_2 = 68; d_6 = 102; d_8 = 55$                       | 62,1  | 74,2  | 1,19 | Насос работал нормально |
|         |                                                                                  | $d = 28; d_3 = 83; d_7 = 120$<br>$d_1 = 42; d_4 = 85; a = 18,4$<br>$d_2 = 68; d_6 = 102; d_8 = 70$                       | 62,1  | 59,2  | 0,95 | Диск отжимался          |
| Г12-26А | $Q = 200 \text{ л/мин}$<br>$p = 64 \text{ кг/см}^2$<br>$n = 950 \text{ об/мин}$  | $d = 42; d_3 = 100; d_7 = 180$<br>$d_1 = 56; d_4 = 120;$<br>$a = 26,5; a' = 22$<br>$d_2 = 84; d_6 = 142; d_8 = 104$      | 109,3 | 131,2 | 1,2  | Насос работал нормально |
|         |                                                                                  | $d = 42; d_3 = 100$<br>$d_7 = 180; d_1 = 56$<br>$d_4 = 120; a' = 26,5$<br>$a'' = 22; d_2 = 84$<br>$d_6 = 142; d_8 = 115$ | 109,3 | 112,2 | 1,03 | Диск отжимался          |
| БГ12-22 | $Q = 18 \text{ л/мин}$<br>$p = 125 \text{ кг/см}^2$<br>$n = 1450 \text{ об/мин}$ | $d = 20; d_4 = 56; d_5 = 73$<br>$a_1 = a_2 = 11; d_1 = 31$<br>$d_7 = 80; d_8 = 32$                                       | 26,59 | 34,67 | 1,3  | Насос работал нормально |
|         |                                                                                  | $d = 20; d_4 = 56; d_5 = 73$<br>$a_1 = a_2 = 11; d_1 = 31$<br>$d_7 = 80; d_8 = 40$                                       | 26,59 | 30,1  | 1,13 | Диск отжимался          |

через распределительные окна дисков. Поэтому в конструкциях пластинчатых гидромоторов

$$\frac{F_n}{F_0} \geq 1,5; \quad (163)$$

здесь  $F_n$  принято равным  $F_n''$  [см. уравнение (162)].

### РАСЧЕТ ПРУЖИН ДЛЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПРИЖИМА ПЛАВАЮЩЕГО ДИСКА

Удельная сила прижима опорной поверхности плавающего диска должна быть достаточной, чтобы обеспечить нужное уплотнение со стороны торцов статора и ротора, при возможном вертикальном расположении оси насоса. При условии, что насос работает без подпора на всасывании, эта сила может быть подсчитана по уравнению

$$p_{np} = \frac{P_{np} - G}{F}, \quad (164)$$

где  $P_{np} = P'_{np}n$  — сила прижима плавающего диска при помощи пружин;

$P'_{np}$  — сила прижима, развиваемая одной пружиной;

$n$  — количество пружин, прижимающих диск;

$F = \frac{\pi}{4} (d_7^2 - d^2)$  — площадь опорной поверхности плавающего диска;

$d_7$  — наружный диаметр плавающего диска;

$d$  — диаметр расточки в диске (см. рис. 87—89);

$G$  — вес плавающего диска и ротора с пластинами.

В серийных пластинчатых насосах и гидромоторах удельная сила прижима плавающих дисков пружинами уменьшается при увеличении размеров насосов и гидромоторов (табл. 8).

### ГЕОМЕТРИЯ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ДИСКОВ

В пластинчатых насосах и гидромоторах двойного действия размеры от осей распределительных дисков до окон следует выбирать таким образом, чтобы, во-первых, было достаточное перекрытие для обеспечения надежного уплотнения нагнетательной полости от всасывающей (или от сливной для гидромоторов) и, во-вторых, чтобы не происходило изменения защемленного объема рабочей жидкости при его переносе от всасывания к нагнетанию (на участке большого постоянного радиуса статора) и от нагнетания к всасыванию (на участке малого постоянного радиуса). Кроме того, как было показано выше, размеры окон в распределительных

дисках должны быть такими, чтобы максимальная мгновенная скорость рабочей жидкости в окнах всасывания не превышала допустимых значений.

Для обеспечения первого из этих требований расстояние между соседними всасывающим и нагнетающим окнами должно быть больше, чем наибольшее возможное расстояние между двумя соседними пластинами (рис. 90). Это требование выражается неравенствами

$$\Delta_1 > 0 \quad (165)$$

и

$$\Delta_2 > 0, \quad (166)$$

где  $\Delta_1$  — величина перекрытия со стороны большого постоянного радиуса  $R$  статора;

$\Delta_2$  — величина перекрытия со стороны малого постоянного радиуса  $r_0$  статора.

Для обеспечения второго требования углы  $2\theta_1$  или  $2\theta_2$ , внутри которых расположены переключки между соседними всасывающим и нагнетающим окнами, не должны быть больше угла  $\epsilon$ , внутри которого расположен постоянный радиус статора (большой или малый). Это требование выражается неравенствами

$$2\theta_1 \leq \epsilon_1 \quad (167)$$

и

$$2\theta_2 \leq \epsilon_2. \quad (168)$$

При определении величины  $\Delta_1$  для насосов, работающих по схеме на рис. 6 (например, Г12-2 и Г12-4), исходя из схемы распределения, представленной на рис. 90, принимаются следующие допущения: 1) верхняя (прилегающая к статору) кромка пластин не имеет фасок; 2) эта кромка из-за неточности изготовления скошена в сторону защемленного объема, так что расстояние между точками контакта пластин со статором (между точками  $A'$  и  $D$ ) является наибольшим; 3) лопатки расположены радиально.

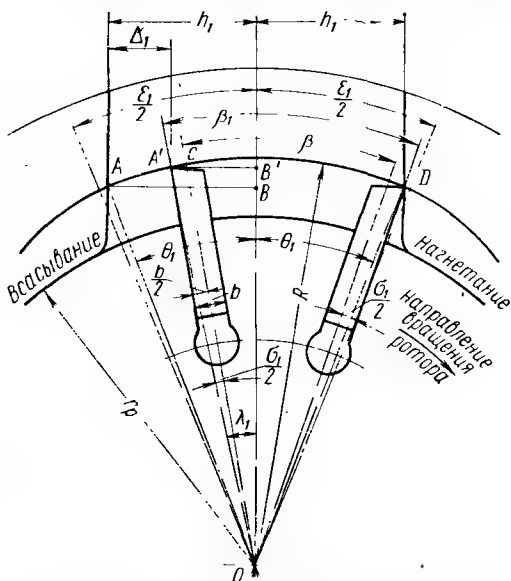


Рис. 90. Геометрия распределительных дисков насосов Г12-2 и Г12-4 и гидромоторов МГ16-1

**Сравнительные данные по прижиму плавающего диска  
пружинами в пластинчатых насосах и гидромоторах**

| Насос или гидромотор | Вес<br>плавающего<br>диска и<br>ротора с<br>пластинами<br>$G$ в кг | Площадь<br>опорной<br>поверхности<br>диска $F$ в $см^2$ | Сила<br>прижима<br>диска<br>пружинами<br>$P_{пр}$ в кг | Удельная<br>сила<br>прижима<br>$P_{пр}$<br>в $кг/см^2$ |
|----------------------|--------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
| Г12-42А              | 0,28                                                               | 15                                                      | 12,9                                                   | 0,84                                                   |
| Г12-23               | 0,59                                                               | 47,1                                                    | 11,4                                                   | 0,23                                                   |
| Г12-25А              | 2,37                                                               | 107                                                     | 9,9                                                    | 0,07                                                   |
| Г12-26А              | 9,1                                                                | 240                                                     | 18                                                     | 0,04                                                   |
| БГ12-22              | 0,8                                                                | 47,1                                                    | 12                                                     | 0,24                                                   |
| МГ16-13              | 1,07                                                               | 47,7                                                    | 16,2                                                   | 0,32                                                   |
| МГ16-15А             | 4,73                                                               | 108                                                     | 16,2                                                   | 0,11                                                   |
| МГ16-16А             | 15,55                                                              | 240                                                     | 26,7                                                   | 0,05                                                   |

Первые два допущения характеризуют наихудший возможный случай, когда толщина пластины  $b$  не будет создавать дополнительной величины перекрытия. Третье допущение не влияет на величину перекрытия и сделано лишь для упрощения расчета.

При расположении кромки одной из пластин у начала окна нагнетания, т. е. в точке  $D$

$$\angle A'OD = \beta_1 = \beta + 2 \frac{\sigma_1}{2},$$

где  $\beta$  — угол между пластинами;

$\sigma_1 = \frac{180^\circ}{\pi R} b$  — угол, определяемый толщиной пластины.

Поэтому

$$\beta_1 = \beta + \frac{180^\circ}{\pi R} b. \quad (169)$$

С учетом того, что точка  $A$  образована пересечением профиля статора с краем окна в распределительном диске, из прямоугольного треугольника  $OAB$  имеем:

$$\sin \theta_1 = \frac{h_1}{R}. \quad (170)$$

Из треугольника  $A'DO$  получим

$$\lambda_1 = \beta_1 - \theta_1.$$

Подставив значения  $\beta_1$  и  $\theta_1$  из уравнений (169) и (170), получим

$$\lambda_1 = \beta + \frac{180^\circ}{\pi R} b - \arcsin \frac{h_1}{R}. \quad (171)$$



Отрезок  $A'B'$  определится выражением

$$A'B' = R \sin \lambda_1 = R \sin \left( \beta + \frac{180^\circ}{\pi R} b - \arcsin \frac{h_1}{R} \right).$$

Величина перекрытия

$$\Delta_1 = h_1 - A'B' = h_1 - R \sin \left( \beta + \frac{180^\circ}{\pi R} b - \arcsin \frac{h_1}{R} \right). \quad (172)$$

Подставим величину  $\Delta_1$  из уравнения (172) в неравенство (165). Тогда

$$h_1 - R \sin \left( \beta + \frac{180^\circ}{\pi R} b - \arcsin \frac{h_1}{R} \right) > 0. \quad (173)$$

Подставим величину  $\theta_1$  из уравнения (170) в неравенство (167). Тогда

$$2 \arcsin \frac{h_1}{R} \leq \varepsilon_1. \quad (174)$$

Аналогично для пластин, расположенных на малом постоянном радиусе  $r_0$ , получим

$$h_2 - r_0 \sin \left( \beta + \frac{180^\circ}{\pi r_0} b - \arcsin \frac{h_2}{r_0} \right) > 0 \quad (175)$$

и

$$2 \arcsin \frac{h_2}{r_0} \leq \varepsilon_2. \quad (176)$$

Для обеспечения возможности реверсирования направления вращения вала насоса без изменения деталей (распределительных дисков) желательно, чтобы расстояния  $h_1$  и  $h_2$  между окнами со стороны большого и малого постоянных радиусов статора были одинаковы. В насосах Г12-2, где  $h_1 = h_2$ , число пластин равно двенадцати, так что угол между двумя соседними пластинами  $\beta = 30^\circ$ . Статор у этих насосов выполнен с углами  $\alpha = \varepsilon = 45^\circ$ , т. е.  $\varepsilon > \beta$ . В этом случае можно выполнить оба указанные выше требования.

В насосах с минимальным числом пластин выбирают углы  $\beta = \varepsilon$ , причем для обеспечения перекрытия берутся такие величины  $h_1$  и  $h_2$ , что угол  $2\theta$  несколько больше, чем угол  $\varepsilon$  (на  $5-10^\circ$ ). При этом используется то обстоятельство, что в начальных участках переходной кривой изменение радиусов является незначительным. Кроме того, пластины на прилегающей к статору кромке имеют фаску или скругление, так что точки контакта пластин со статором образуют угол, близкий по величине углу  $\beta$ . В насосах Г12-4 углы профиля статора такие же, как и в насосах Г12-2,

а число пластин равно восьми, так что угол между пластинами  $\beta = \varepsilon = 45^\circ$ . В этом случае расстояние от оси до окон в распределительных дисках

$$h_1 = h_2 = r_0 \sin \frac{\varepsilon}{2} + \Delta, \quad (177)$$

где  $\Delta$  — величина перекрытия;  $\Delta = 1 \div 1,5$  мм обеспечивает перекрытие и на большом радиусе  $R$ .

При выполнении окон в соответствии с уравнением (177), может не удовлетворяться второе требование, выражаемое уравнениями (174) и (176).

Однако, ввиду малых размеров насосов, это не оказывает заметного влияния на их работу. Для обеспечения бесшумной работы насосов на распределительных дисках выполняются прорезы; в результате происходит постепенное повышение давления заключенной в камере рабочей жидкости, переносимой из полости всасывания в полость нагнетания. Для возможности реверсирования вала насосов без изменения распределительных дисков, радиус, на котором расположены прорезы, выбирается таким образом, чтобы прорезь,

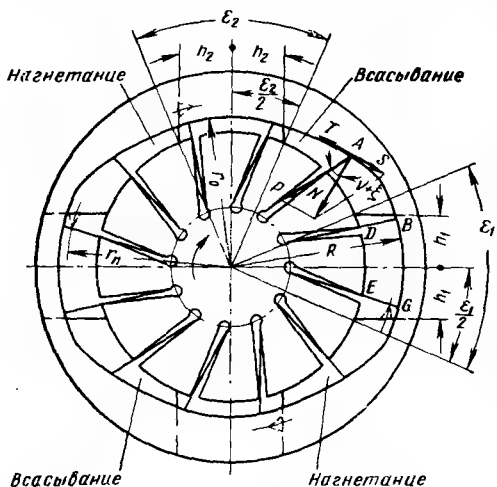


Рис. 91. Расположение прорезей (усиков) на распределительных дисках насосов Г12-2 и Г12-4

расположенная у большого постоянного радиуса  $R$  статора, была открыта, а прорезь, расположенная у малого постоянного радиуса  $r_0$  статора, была бы перекрыта статором (рис. 91). Это требование выполняется при условии, если радиус, на котором расположены прорезы,

$$r_n = \frac{R + r_0}{2}. \quad (178)$$

Расчет размеров прорезей приведен на стр. 62—66.

В насосах, работающих по схеме, показанной рис. 16 (например, в насосе БГ12-2), отсутствует постоянный прижим пластин к статору давлением рабочей жидкости; так как при этом пластины торцами осуществляют всасывание и нагнетание, то возникает опасность отрыва пластины от статора в зоне всасывания (под пластиной образуется разрежение), и величины центробежной

силы может не хватить для надежного прижима пластины к статору.

Для уменьшения разрежения под пластиной следует каналы, через которые рабочая жидкость подводится под пластину, вспомогательные окна всасывания в дисках и скосы на боковых гранях пластин делать возможно большими. В насосах БГ12-2 с этой

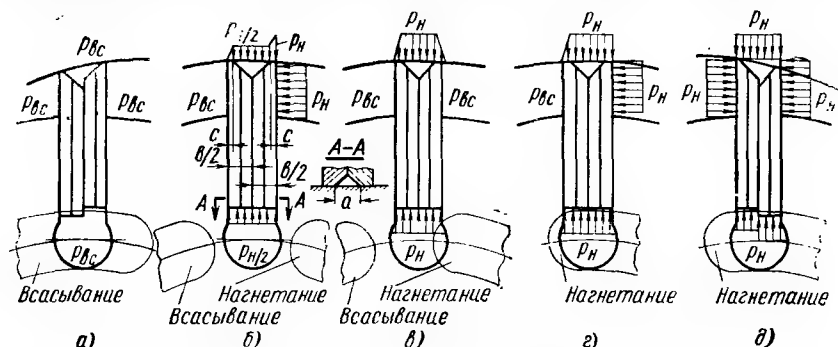


Рис. 92. Схема действия давления рабочей жидкости на пластины в насосах БГ12-2 при различных положениях ротора

целью осуществлен двусторонний подвод рабочей жидкости под пластину (со стороны плоского диска и со стороны диска с шейкой).

На постоянном радиусе статора существует опасность отжима пластины от статора под действием давления рабочей жидкости на пластину (рис. 92).

При положении пары пластин против окон всасывания (рис. 92, а) давление со всех сторон пластин равно давлению всасывания  $p_{вс}$  и пластины уравновешены от действия гидравлических сил. Далее при вращении ротора пластины проходят уплотняющую переемычку между окнами всасывания и нагнетания. Когда камера под пластинами не соединена ни с окном всасывания, ни с окном нагнетания, и между рассматриваемой парой пластин и основным окном нагнетания нет другой пары пластин (рис. 92, б), на правую пластину действует отжимающая ее от статора сила

$$P_{отж} = \frac{p_n B c}{4}, \quad (179)$$

где  $c$  — ширина верхней кромки пластины, соприкасающейся со статором.

Чтобы на торцах пластин не возникала сила, отжимающая их от статора, необходимо пару пластин, проходящих переемычку между вспомогательными окнами всасывания и нагнетания, отделить от основного окна нагнетания еще одной парой пластин.

При этом минимальное число пар пластин насоса должно определяться соотношением

$$\epsilon^{\circ} \geq \beta^{\circ} + \nu^{\circ},$$

где  $\beta^{\circ} = \frac{360^{\circ}}{z}$  — угол между пластинами;

$z$  — число пар пластин;

$\nu^{\circ}$  — угол, при котором обеспечивается необходимое перекрытие, гарантирующее отсутствие давления в камере между пластинами при проходе камеры под пластинами уплотняющей перемычки.

Подставим в последнее уравнение выражение для  $\beta^{\circ}$ . Тогда  $z \geq \frac{360^{\circ}}{\epsilon^{\circ} - \nu^{\circ}}$ . При  $\epsilon^{\circ} = 45^{\circ}$  значение  $z \geq \frac{360^{\circ}}{45^{\circ} - \nu^{\circ}}$  (или  $z > 8$ ).

Так как для обеспечения радиального уравнивания ротора от давления рабочей жидкости число пар пластин должно быть четным, то при  $\epsilon^{\circ} = 45^{\circ}$  минимальным числом пар пластин является десять. При этом подвод давления в камеру под пластинами осуществляется до того, как поднимается давление в камере между пластинами (рис. 92, в).

В этом случае на каждую из пластин действует прижимающая сила

$$P_{пр} = \frac{p_n B c}{2}. \quad (180)$$

Распределение давления в слое рабочей жидкости между пластиной и статором принимается по линейному закону. Так как ширина кромки пластины  $c$  во много раз меньше ширины  $\frac{b}{2}$  всей пластины (при  $\frac{b}{2} = 2$  мм,  $c = 0,3$  мм), то сила, прижимающая пластину к статору, незначительна. При дальнейшем вращении ротора расположенная впереди пара пластин соединяет камеру между пластинами с полостью нагнетания (рис. 92, г). На левую пластину при этом действует прижимающая сила, величина которой определяется уравнением (180), а правая пластина уравновешена от гидравлических сил. Наконец, когда рассматриваемая пара пластин находится против основного окна нагнетания, обе пластины гидравлически уравновешены (рис. 92, д).

Исходя из этих соображений, в насосах БГ12-2 окна, через которые рабочая жидкость нагнетается из-под пластин (вспомогательные окна нагнетания), продолжены на участки с постоянным радиусом статора (рис. 93). Для обеспечения максимального уравнивания ротора от гидравлических сил давления нагнетания вспомогательные окна нагнетания выполнены с обеих сторон ротора (в плоском диске и в диске с шейкой).

Чтобы давление под пластиной постепенно изменялось от давления нагнетания до давления всасывания, и наоборот, вспомогательные нагнетательные окна имеют прорезы длиной  $l_{np}$  (рис. 93). На рисунке показано расположение окон со стороны большого радиуса  $R$  статора.

Начало основных всасывающих и нагнетательных окон соответствует началу и концу кривой профиля статора с переменным радиусом; так как начало кривой расположено под углом  $\frac{\varepsilon}{2}$  от вертикальной оси, то расстояние от этой оси до основных окон со стороны большого радиуса  $R$  профиля статора

$$h_1 = R \sin \frac{\varepsilon}{2}. \quad (181)$$

Расстояние от горизонтальной оси до основных всасывающих и нагнетательных окон в распределительных дисках со стороны малого радиуса  $r_0$  профиля статора (см. рис. 91) подсчитывается аналогично:

$$h_2 = r_0 \sin \frac{\varepsilon}{2}. \quad (182)$$

Для избежания перетекания рабочей жидкости из полости нагнетания в полость всасывания, прорезь вспомогательного окна нагнетания должна располагаться так, чтобы при подходе верхней кромки пластины к краю основного всасывающего окна (точка  $A$ ) отверстие в роторе под пазом пластины должно подойти к краю вспомогательного всасывающего окна (точка  $C$ ). При этом

$$\angle AOD = \sigma_1 = \frac{180^\circ}{\pi R} b.$$

Длина дуги  $A'D'$  при угле  $\sigma_1$  радиуса  $r_1$ , проведенного через центры отверстий в роторе,

$$A'D' = \frac{\pi r_1}{180^\circ} \sigma_1$$

и

$$\angle EOO' = \tau = \frac{180^\circ}{\pi r_1} (r + l_{np} + \Delta);$$

здесь  $r = O'B$  — радиус отверстия под пазом ротора, равный радиусу скругления вспомогательных окон;

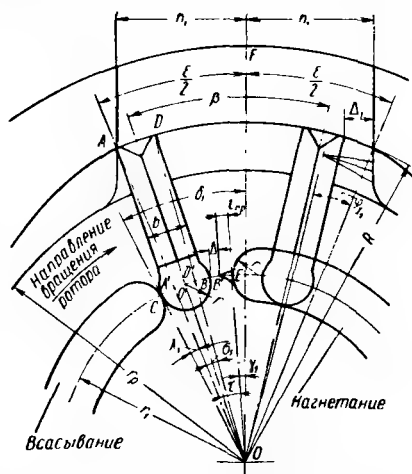


Рис. 93. Геометрия распределительных дисков насосов БГ12-2

$\Delta = BB'$  — величина перекрытия, в выполненных насосах  
 $\Delta = 0,5 \div 1$  мм.

Угол между осью  $OF$  и лучом  $OE$

$$\begin{aligned}\angle EOF = \gamma_1 &= \angle AOF - (\angle AOO' - \angle O'OE) = \\ &= \frac{\varepsilon}{2} - \left( \frac{\sigma_1}{2} + \tau \right).\end{aligned}$$

После преобразований получаем

$$\gamma_1 = \frac{\varepsilon}{2} - \frac{90^\circ}{\pi} \left[ \frac{b}{R} + \frac{2(r + l_{np} + \Delta)}{r_1} \right]. \quad (183)$$

Угол между лучами  $OA'$  и  $OC$

$$\angle COA' = \lambda_1 = \frac{180^\circ}{\pi r_1} \left( r - \frac{A'D'}{2} \right).$$

Угол между осью  $OF$  и лучом  $OC$

$$\angle COF = \delta_1 = \angle AOF + \angle COA'$$

или

$$\begin{aligned}\delta_1 &= \frac{\varepsilon}{2} + \frac{180^\circ}{\pi r_1} \left( r - \frac{A'D'}{2} \right) = \\ &= \frac{\varepsilon}{2} + \frac{180^\circ}{\pi r_1} \left( r - \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi r_1}{180^\circ} \sigma_1 \right).\end{aligned}$$

После преобразований имеем

$$\delta_1 = \frac{\varepsilon}{2} + \frac{180^\circ}{\pi r_1} \left( r - \frac{r_1 b}{2R} \right). \quad (184)$$

Аналогично можно получить выражения для углов  $\gamma_2$  и  $\delta_2$  со стороны малого радиуса  $r_0$  статора:

$$\gamma_2 = \frac{\varepsilon}{2} - \frac{90^\circ}{\pi} \left[ \frac{b}{r_0} + \frac{2(r + l_{np} + \Delta)}{r_1} \right]; \quad (185)$$

$$\delta_2 = \frac{\varepsilon}{2} + \frac{180^\circ}{\pi r_1} \left( r - \frac{r_1 b}{2r_0} \right). \quad (186)$$

Распределительные диски, выполненные с окнами, рассчитанными по уравнениям (181)—(186), предназначены лишь для одного направления вращения. В отдельных случаях можно изготавливать симметричные диски с одинаковыми расстояниями от осей до основных и вспомогательных окон как со стороны малого, так и со стороны большого радиуса; однако в каждом таком случае следует проверять, чтобы не было перетекания рабочей жидкости из полости нагнетания в полость всасывания, и объем рабочей жидкости, заключенный в камере, не попал на участок переменного радиуса статора ранее, чем произойдет открытие окна распределителя.

тельного диска. Так как в насосах БГ12-2 углы  $2\theta_1 = 2\theta_2 = \epsilon$ , то второе требование, о котором говорилось выше [неравенства (167) и (168)], выполняется автоматически.

Неравенства (165) и (166) также легко соблюдаются, так как, например, для  $z = 10$  угол  $\epsilon = 45^\circ$ , а  $\beta = 36^\circ$ . Проверку их соблюдения можно производить по формулам (173) и (175).

В гидромоторах МГ16-1 при  $z = 12$ , т. е. при углах  $\beta = 30^\circ$ ,  $\epsilon_1 = 40^\circ$  и  $\epsilon_2 = 34^\circ$ , угол  $\alpha = 53^\circ$ . Величины перекрытий  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  в них проверяются так же, как и для насосов Г12-2 и Г12-4 (см. рис. 90), по неравенствам (173) и (177), а отсутствие запираания рабочей жидкости — по неравенствам (174) и (176).

Выше было показано, что при угле статора  $\alpha = 60^\circ$  обеспечивается наибольшая равномерность развиваемого крутящего момента. Однако при  $\alpha = 60^\circ$  угол  $\beta = \epsilon$ ; при этом нужное для уплотнения перекрытие может быть обеспечено лишь при соблюдении условия  $2\theta_1 > \epsilon$  и  $2\theta_2 > \epsilon$ , а также за счет толщины пластины при наличии фасок или скругления на ее рабочей кромке.

В гидромоторах для упрощения изготовления распределительных дисков, как и в насосах, расстояния между окнами можно выполнять  $h_1 = h_2$ , однако, следует также проверять, чтобы не было перетекания рабочей жидкости из полости нагнетания в полость слива, и защемленный объем не попадал на переменный радиус статора раньше, чем произойдет открытие окна распределительного диска.

### УГОЛ СКОСА ВЕРХНЕЙ КРОМКИ ПЛАСТИНЫ

В насосах, работающих по схеме, показанной на рис. 16 (например в насосе БГ12-2), при слишком малом угле  $\lambda = \angle FOE$  пластина может задевать о поверхность внутреннего профиля статора кромкой  $K$  (рис. 94), вследствие чего будет нарушаться нормальная работа насоса.

Для определения необходимого угла  $\lambda$  обозначим угол между направлением радиуса  $O'A$  и нормалью  $OB$  к касательной  $OC$  профиля статора в точке  $O$  пересечения прямой  $O'A$  с профилем, т. е. угол  $AOB$ , через  $\nu$ . Угол между касательной  $OC$  и направлением скошенной кромки  $OE$  пластины, т. е. угол  $COE$ , обозначим через  $\Delta\nu$ . Прямая  $OD$  перпендикулярна направлению радиуса  $O'A$ , а угол  $AOB$  равен углу  $DOC$ .

Проведем прямую  $OF$ , перпендикулярную грани пластины  $OG$ . Угол между направлением радиуса  $O'A$  и гранью пластины  $OG$  (угол  $O'OG$ ) обозначим  $\frac{\sigma}{2}$ . Угол  $FOD$  равен углу  $O'OG$ .

Угол  $\lambda = \angle FOE = \angle DOC - \angle DOF + \angle COE$  или

$$\lambda = \nu - \frac{\sigma}{2} + \Delta\nu, \quad (187)$$

где

$$v = \arctg \left( -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{d\varphi} \right); \quad (188)$$

$$\frac{\sigma}{2} = \frac{90^\circ}{\pi\varphi} b \text{ (см. рис. 90);}$$

$\rho$  — переменный радиус профиля статора.

Величину  $\frac{d\rho}{d\varphi}$  найдем, продифференцировав уравнения (27) и (30):

при изменении  $\varphi$  от 0 до  $\frac{\alpha}{2}$

$$\left( \frac{d\rho}{d\varphi} \right)_1 = \frac{4(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi;$$

при изменении  $\varphi$  от  $\frac{\alpha}{2}$  до  $\alpha$

$$\left( \frac{d\rho}{d\varphi} \right)_2 = \frac{4(R-r_0)}{\alpha} - \frac{4(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi.$$

Подставив соответствующие значения  $\rho$  и  $\frac{d\rho}{d\varphi}$  в уравнение (188), получим:

при изменении  $\varphi$  от 0 до  $\frac{\alpha}{2}$

$$v_1 = \arctg \frac{\frac{4(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi}{r_0 + \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi^2}; \quad (189)$$

при изменении  $\varphi$  от  $\frac{\alpha}{2}$  до  $\alpha$

$$v_2 = \arctg \frac{\frac{4(R-r_0)}{\alpha} - \frac{4(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi}{2r_0 - R + \frac{4(R-r_0)}{\alpha} \varphi - \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi^2}. \quad (190)$$

По уравнениям (189) и (190) построен график изменения угла  $v$  в зависимости от угла  $\varphi$  (рис. 95). Максимальное значение угол  $v$  получает при  $\varphi = \frac{\alpha}{2}$  ( $\alpha$  — угол, на котором расположена кри-



вая статора). Подставив значение  $\varphi = \frac{\alpha}{2}$  в уравнение (189) или (190), получим [14]:

$$v_{\max} = \arctg \left( \frac{4}{\alpha} \cdot \frac{R - r_0}{R + r_0} \right). \quad (191)$$

Для насосов одного габарита, но разной производительности следует рассчитывать угол  $v$  для насоса с максимальной величиной  $R - r_0$ .

На рисунке штриховой линией нанесены значения угла  $v - \frac{\sigma}{2}$ . Максимальное значение

угла  $v - \frac{\sigma}{2}$ , определяющее максимальное значение угла  $\lambda$ , так же как и для угла  $v$ , имеет место при  $\varphi = \frac{\alpha}{2}$ . Величину

угла  $\frac{\sigma}{2}$  при  $\varphi = \frac{\alpha}{2}$  определим, подставив значение  $\rho$ . При  $\varphi = \frac{\alpha}{2}$

$$\rho = \frac{R + r_0}{2}.$$

Тогда

$$\left( \frac{\sigma}{2} \right)_{\varphi = \frac{\alpha}{2}} = \frac{\alpha}{2} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{b}{R + r_0}. \quad (192)$$

Подставив значения  $v$  и  $\left( \frac{\sigma}{2} \right)_{\varphi = \frac{\alpha}{2}}$  из уравнений (191) и (192)

в уравнение (187), получим уравнение для расчета угла скоса верхней кромки пластины:

$$\lambda = \arctg \left( \frac{4}{\alpha} \cdot \frac{R - r_0}{R + r_0} \right) - \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{b}{R + r_0} + \Delta v. \quad (193)$$

Значение угла  $\Delta v$  следует принимать не менее  $10^\circ$ .

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕФОРМАЦИИ ПРУЖИН, ПРИЖИМАЮЩИХ ПЛАСТИНЫ К СТАТОРУ, В ПЛАСТИНАТЫХ ГИДРОМОТОРАХ

В гидромоторах, в которых пластины прижимаются к статору коромыслообразными пружинами (например, в гидромоторах МГ16-1), профиль статора выполнен в соответствии с уравнениями (27) и (30). Эти уравнения приведены для случая, когда рассматривается изменение радиуса  $\rho$  от  $r_0$  до  $R$ .

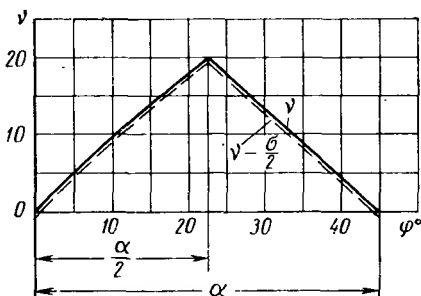


Рис. 95. Изменение угла  $v$  подъема профиля статора в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ротора:

$$R = 33,5 \text{ мм}; \quad r_0 = 29 \text{ мм}; \quad b = 2 \text{ мм}; \\ \alpha = \frac{\pi}{4}$$

Уравнения профиля статора для случая, когда радиус изменяется от  $R$  до  $r_0$ , будут иметь следующий вид: при изменении угла  $\varphi$  от 0 до  $\frac{\alpha}{2}$  (при  $\varphi = 0$ ,  $\rho = R$ )

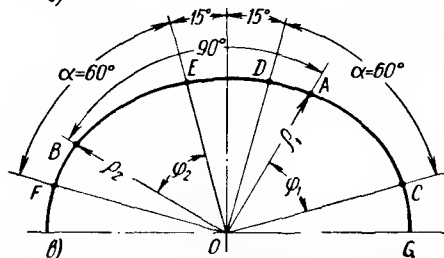
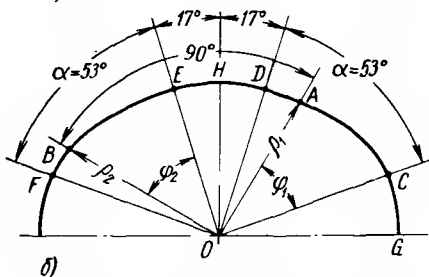
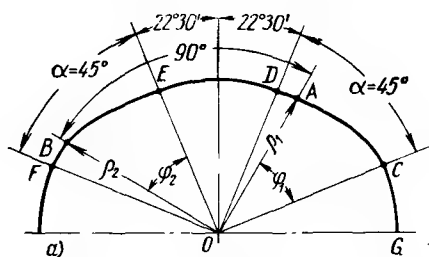


Рис. 96. Схема для определения деформации пружин, прижимающих пластины к статору, при различных углах расположения профильной части статора:

а — для  $\alpha = 45^\circ$ ; б — для  $\alpha = 53^\circ$ ; в — для  $\alpha = 60^\circ$

$R = OF$ , а угол  $\varphi_2$  изменяется от  $0^\circ$  до  $\alpha = 45^\circ$ . Угол между радиусами  $\rho_1$  и  $\rho_2$  равен углу между двумя пластинами, прижимаемыми одной пружиной, т. е. угол  $AOB = 90^\circ$ . Поэтому углы  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  равны между собой.

Напишем сумму радиусов  $\rho_2 + \rho_1$  без учета толщины пластин для промежуточного положения ротора, когда  $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$  при  $0^\circ \leq \varphi \leq \frac{\alpha}{2}$

$$\rho_2 + \rho_1 = r_0 + \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi^2 + R - \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi^2 = R + r_0,$$

$$\rho = R - \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi^2; \quad (194)$$

при изменении угла  $\varphi$  от  $\frac{\alpha}{2}$  до  $\alpha$

$$\rho = 2R - r_0 - \frac{4(R-r_0)}{\alpha} \varphi + \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi^2. \quad (195)$$

Для получения минимальной деформации пружины необходимо, чтобы суммы двух любых радиусов профиля статора, расположенных под углом  $90^\circ$ , различались между собой на минимальную величину.

Для профиля статора с углом  $\alpha = 45^\circ$  (рис. 96, а), угол, внутри которого расположен участок профиля статора с постоянным радиусом (большим или малым), также принимается равным  $45^\circ$  (как и в профилях статоров насосов Г12-2, Г12-4 и БГ12-2). При вращении ротора против часовой стрелки радиус  $\rho_1 = OA$  изменяется от  $R = OC$  до  $r_0 = OD$ , а угол  $\varphi_1$  изменяется от  $0^\circ$  до  $\alpha = 45^\circ$ . Радиус  $\rho_2 = OB$  изменяется от  $r_0 = OE$  до

т. е. сумма двух радиусов на этом участке является величиной постоянной, не зависящей от угла  $\varphi$ .

Далее напишем сумму двух радиусов  $\rho_2 + \rho_1$  для такого положения ротора, когда  $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$  при  $\frac{\alpha}{2} \leq \varphi \leq \alpha$ :

$$\rho_2 + \rho_1 = 2r_0 - R + \frac{4(R-r_0)}{\alpha} \varphi - \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi^2 + 2R - r_0 - \\ - \frac{4(R-r_0)}{\alpha} \varphi + \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi^2 = R + r_0,$$

т. е. и на этом участке сумма двух радиусов является величиной постоянной.

Для профиля статора с углом  $\alpha = 53^\circ$  (рис. 96, б) при вращении ротора против часовой стрелки радиус  $\rho_1 = OA$  изменяется от  $R = OC$  до  $r_0 = OD$ , а угол  $\varphi_1$  изменяется от  $0^\circ$  до  $\alpha = 53^\circ$ . Радиус  $\rho_2 = OB$  изменяется от  $r_0 = OE$  до  $R = OF$ , а угол  $\varphi_2$  изменяется от  $0^\circ$  до  $\alpha = 53^\circ$ .  $\angle AOB = 90^\circ$ ,  $\angle COG = 20^\circ$ ,  $\angle DOH = 17^\circ$ . В положении ротора, когда  $OA$  совпадает с  $OC$   $\varphi_2 - \varphi_1 = 90^\circ - (17^\circ + 17^\circ + 53^\circ) = 3^\circ$ , или  $\varphi_2 = \varphi_1 + 0,052 \text{ рад}$ .

Рассмотрим изменение суммы радиусов  $\rho_2 + \rho_1$  при вращении ротора на участках движения пластин по статору, в пределах которых закон изменения суммы радиусов  $\rho_2 + \rho_1$  определяется одним уравнением. За первоначальное положение примем такое, когда  $\rho_1 = R$ ,  $\rho_2 = r_0$ , а  $\varphi_2 = 0$ . При этом сумма радиусов  $\rho_2 + \rho_1 = r_0 + R$ .

Так как угол  $\varphi_2 > \varphi_1$ , то при вращении ротора наступит такой момент, когда радиус  $\rho_2$  начнет перемещаться по переходной кривой статора, а радиус  $\rho_1$  еще будет находиться на постоянном большом радиусе статора. Этот случай будет иметь место на участке I при  $\varphi_2 = 0 \div 0,052$  или  $\varphi_1 = -0,052 \div 0$ . Сумма радиусов в этом случае

$$\rho_2 + \rho_1 = \left[ r_0 + \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi_2^2 \right] + R = r_0 + R + \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi_2^2.$$

Изменение суммы радиусов на этом участке

$$\Delta = (\rho_2 + \rho_1) - (r_0 + R)$$

или

$$\Delta = \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi_2^2 = e(2,34\varphi_1^2 + 0,245\varphi_1 + 0,00641); \quad (196)$$

здесь  $e = R - r_0$ ;  $\alpha = 0,925$ .

Сумма двух радиусов для положения ротора на участке II при  $\varphi_1 = 0 \div \left( \frac{\alpha}{2} - 0,052 \right)$  и  $\varphi_2 = 0,052 \div \frac{\alpha}{2}$

$$\rho_2 + \rho_1 = \left[ r_0 + \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi_2^2 \right] + \left[ R - \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi_1^2 \right].$$

Аналогично предыдущему случаю

$$\Delta = e(0,245\varphi_1 + 0,00641). \quad (197)$$

При дальнейшем вращении ротора на участке *III* наступит такое положение двух пластин, прижимаемых одной пружиной, когда  $\varphi_1 = \left(\frac{\alpha}{2} - 0,052\right) \div \frac{\alpha}{2}$ . Тогда

$$\rho_2 + \rho_1 = \left[2r_0 - R + \frac{4(R-r_0)}{\alpha} \varphi_2 - \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi_2^2\right] + \\ + \left[R - \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi_1^2\right]$$

и

$$\Delta = e(-0,78 + 4,08\varphi_1 - 4,67\varphi_1^2). \quad (198)$$

Следующее положение ротора ограничивается участком *IV*, когда  $\varphi_1 = \frac{\alpha}{2} \div (\alpha - 0,052)$ . В этом случае

$$\rho_2 + \rho_1 = \left[2r_0 - R + \frac{4(R-r_0)}{\alpha} \varphi_2 - \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi_2^2\right] + \\ + \left[2R - r_0 - \frac{4(R-r_0)}{\alpha} \varphi_1 + \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi_1^2\right];$$

$$\Delta = e(0,22 - 0,245\varphi_1). \quad (199)$$

Участок *V*, где имеет место изменение размеров радиусов, определяется углом  $\varphi_1 = (\varphi - 0,052) \div \alpha$

$$\rho_2 + \rho_1 = R + \left[2R - r_0 - \frac{4(R-r_0)}{\alpha} \varphi_1 + \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi_1^2\right];$$

$$\Delta = e(2 - 4,32\varphi_1 + 2,34\varphi_1^2). \quad (200)$$

При дальнейшем вращении ротора обе пластины будут перемещаться по постоянным радиусам  $\rho_1 = r_0$  и  $\rho_2 = R$ , следовательно, сумма радиусов будет постоянной. После того, как одна из пластин сойдет с участка постоянного радиуса, вся картина изменения размеров повторится в обратном порядке.

На рис. 97 показано изменение безразмерной величины  $\frac{\Delta}{e}$ , характеризующей относительную деформацию пружины, в зависимости от угла  $\varphi_1$  поворота ротора. График построен по уравнениям (196)–(200); на нем нанесены также границы рассмотренных пяти участков.

Максимальное значение изменения суммы радиусов, определяемое отношением  $\frac{\Delta}{e}$ , наблюдается на участке *III*. Из уравнения (198) обычным методом нахождения максимума можно опреде-

лечь, что максимальное значение отношения  $\frac{\Delta}{e}$  составляет 0,11, и оно имеет место при  $\varphi_1 = 0,436$ .

Таким образом, для профиля статора, переменный радиус которого расположен на угле  $\alpha = 53^\circ$  (рис. 96, б), максимальное изменение суммы радиусов или максимальная деформация пружины

$$\Delta_{\max} = 0,11e. \quad (201)$$

Для профиля статора с углом  $\alpha = 60^\circ$  (рис. 96, в) при вращении ротора против часовой стрелки радиус  $\rho_1 = OA$  изменяется от  $R = OC$  до  $r_0 = OD$ , а угол  $\varphi_1$  — от  $0^\circ$  до  $\alpha = 60^\circ$ . Радиус  $\rho_2 = OB$  изменяется от  $r_0 = OE$  до  $R = OF$ , а угол  $\varphi_2$  — от  $0^\circ$  до  $\alpha = 60^\circ$ . В этом случае, как и при  $\alpha = 45^\circ$ , углы  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  равны между собой. Поэтому сумма радиусов  $\rho_2 + \rho_1$  для всех значений угла  $\varphi$  также будет постоянной и равной  $R + r_0$ .

Расчет с учетом толщины пластины показывает, что для деформации пружины определяющим является не влияние толщины пластины, а изменение суммы двух радиусов профиля статора, расположенных под углом  $90^\circ$ . Отсюда можно сделать вывод, что для обеспечения минимальной деформации пружин, прижимающих пластины к статору, угол  $\alpha$  в гидромоторах должен быть равен  $45$  или  $60^\circ$ . Как было показано выше, угол  $\alpha = 60^\circ$  обеспечивает, кроме того, наибольшую равномерность развиваемого крутящего момента. Поэтому для пластинчатых гидромоторов рассмотренного типа угол  $\alpha = 60^\circ$  является предпочтительным. Однако, как указывалось, при этом имеются трудности в обеспечении перекрытия, нужного для уплотнения между полостями нагнетания и слива.

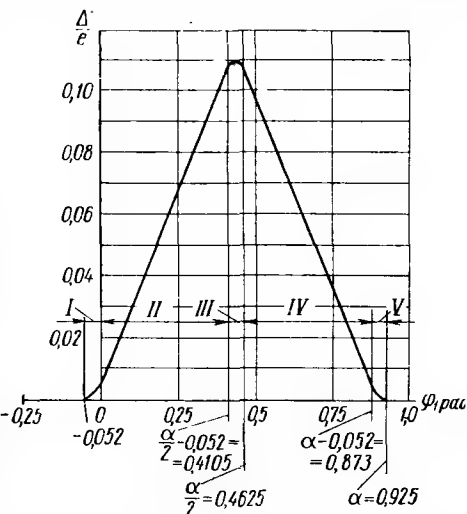


Рис. 97. Изменение относительной деформации пружины  $\frac{\Delta}{e}$  в зависимости от угла  $\varphi_1$  поворота ротора

### ВЫБОР РАСПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА КАЧАНИЯ КОРОМЫСЛООБРАЗНЫХ ПРУЖИН ПЛАСТИНАТЫХ ГИДРОМОТОРОВ

В пластинчатых гидромоторах центр качания коромыслообразных пружин располагается на биссектрисе угла, образуемого двумя пластинами, прижимаемыми одной пружиной, и равного  $90^\circ$ .

Радиус, на котором располагается центр качания, должен выбираться таким образом, чтобы обеспечить минимальное скольжение концов пружины по кромкам прижимаемых пластин для уменьшения износа концов пружины. При вращении ротора точка соприкосновения пружины с кромкой пластины перемещается по прямой  $DBE$ , тогда точка  $B$  соответствует среднему положению пружины, т. е.  $\angle DAB = \angle BAE$ . Путь нижней кромки пластины

$$DE = R - r_0.$$

При этом максимальный путь скольжения конца пружины по кромке пластины равен  $BF$ , а  $FA = DA = EA = R_x$ . Чтобы путь скольжения был минимальным, необходимо центр качания (точку  $A$ ) располагать таким образом, чтобы  $\angle ABO$  был прямым. Обозначим  $OB = L_x$ , длину пластины  $BG = l$  (рис. 98, а), радиус центра качания  $OA = r_u$ . Так как точка  $B$  соответствует среднему положению пластины, что имеет место при расположении пластины посредине угла переменного радиуса статора, то в этой точке радиус статора  $OG = \frac{R + r_0}{2}$  и

$$L_x = \frac{R + r_0}{2} - l. \quad (202)$$

Рис. 98. Схема для расчета радиуса центра качания коромыслообразных пружин пластинчатых гидромоторов:

а — расположение пружины на роторе; б — траектории точек пружины, соприкасающихся с кромками пластин

Из прямоугольного треугольника  $OBA$  находим  $r_u = L_x \sqrt{2}$ . Подставим значение  $L_x$  из уравнения (202), тогда

$$r_u = \frac{\sqrt{2}}{2} (R + r_0 - 2l) \approx 0,705 (R + r_0 - 2l). \quad (203)$$

В гидромоторах с размером  $r_u$ , определяемым по уравнению (203), путь скольжения конца пружины по кромке пластины минимальный.

Для уменьшения габаритов гидромоторов размер  $r_u$  принимается несколько меньшим, чем подсчитанный по уравнению (203). В выполненных конструкциях пластинчатых гидромоторов МГ16-1 действительное значение радиуса

$$(r_u)_d = (0,7 \div 0,83) r_u. \quad (204)$$

При таком значении радиуса наблюдается некоторое увеличение пути скольжения.

На рис. 98, б показана траектория *LST* движения конца пружины, соприкасающейся с пластиной в точке *L*. Эта точка соответствует крайнему выдвинутому положению пластины, для случая, когда центр поворота пружины лежит в точке *A'*, расположенной ближе к центру *O*, чем точка *A*. Наибольший путь скольжения пружины по пластине, равный *RS*, больше, чем путь скольжения *CN*, имеющий место при расположении центра поворота пружины на радиусе, определяемом уравнением (203).

### КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ДЕТАЛЯХ ПЛАСТИНЧАТЫХ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ

В пластинчатых насосах и гидромоторах, где отсутствует радиальная разгрузка пластин от сил, создаваемых давлением рабочей жидкости, в месте соприкосновения пластины со статором (точка *A* на рис. 99) наблюдается значительное контактное напряжение, величина которого может быть определена по формуле для внутреннего касания двух цилиндров с параллельными осями. Согласно этой формуле [39] максимальное контактное напряжение

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{qE(R_2 - R_1)}{R_1 R_2}} \text{ кг/см}^2, \quad (205)$$

где  $q = p_n b$  — нагрузка на единицу длины пластины в  $\text{кг/см}$ ;  
 $p_n$  — давление нагнетания в  $\text{кг/см}^2$ ;  
 $b$  — толщина пластины в  $\text{см}$ ;  
 $R_1$  — радиус скругления верхней кромки пластины в  $\text{см}$ ;  
 $R_2$  — радиус кривизны внутренней поверхности статора в  $\text{см}$ ;  
 $E$  — модуль упругости первого рода в  $\text{кг/см}^2$ ; при сжатии тел из разных материалов с модулями упругости  $E_1$  и  $E_2$

$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}. \quad (206)$$

При вычислении нагрузки  $q$  не учитывается наклон пластин, имеющий место в некоторых конструкциях насосов; вводимая при этом ошибка является ничтожной (1—2%).

Увеличение радиуса скругления кромок пластины, прилегающих к статору, приводит к существенному уменьшению максимального контактного напряжения (рис. 100). В насосах Г12-1, Г12-2 и Г12-4 острые кромки пластины скруглены радиусом 0,1—0,2 мм. При давлении нагнетания  $p_n = 64 \text{ кг/см}^2$  максимальное контактное напряжение при таких радиусах достигает

23 000  $\text{кг/см}^2$ . Увеличение радиуса скругления до 1 мм позволило бы уменьшить это напряжение до  $\sim 7500 \text{ кг/см}^2$ . Увеличение радиуса внутренней поверхности профиля статора (рис. 100, б) не приводит к заметному изменению максимального контактного напряжения.

При давлении выше 110  $\text{кг/см}^2$  максимальное контактное напряжение превосходит 30 000  $\text{кг/см}^2$  (наибольшие допускаемые контактные напряжения для подшипниковых сталей в условиях начального касания по линии составляют 30 000  $\text{кг/см}^2$ ) [38]. Обычно же допускаемое контактное на-

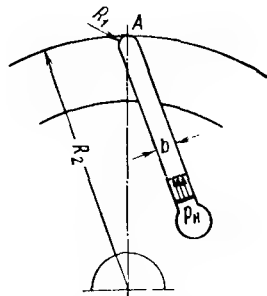


Рис. 99. Схема для определения контактных напряжений в статоре и пластине

пряжение принимается 25 000  $\text{кг/см}^2$ , что ограничивает возможность использования насосов с неразгруженными пластинами до давления  $p_n = 75 \text{ кг/см}^2$ .

В пластинчатых насосах и гидромоторах фирмы «Vickers» (см. рис. 71 и 74), где применены неразгруженные пластины, скользкие по чугунному статору, радиусы скругления пластин значительно увеличены и составляют: для насоса — 1,75 мм (наибольшее рабочее давление 105  $\text{кг/см}^2$ ), для гидромотора — 2,2 мм (наибольшее рабочее давление для кратковременной работы 70  $\text{кг/см}^2$ ). Контактные напряжения, подсчитанные по уравне-

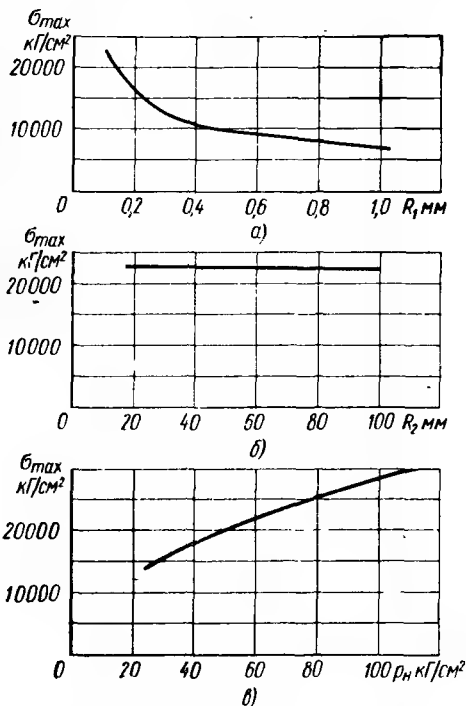


Рис. 100. Зависимость максимального контактного напряжения  $\sigma_{\text{max}}$  между статором и пластиной в насосах и гидромоторах (без учета наклона пластин):

а — от размера радиуса  $R_1$  скругления верхней кромки пластины:  $R_2 = 71 \text{ мм}$ ;  $p_n = 64 \text{ кг/см}^2$ ; б — от размера радиуса  $R_2$  внутренней поверхности статора;  $R_1 = 0,1 \text{ мм}$ ;  $p_n = 64 \text{ кг/см}^2$ ; в — от величины давления нагнетания  $p_n$ :  $R_1 = 0,1 \text{ мм}$ ;  $R_2 = 71 \text{ мм}$



нию (205), при этом составляют: для насоса —  $7950 \text{ кг/см}^2$ , для гидромотора —  $4670 \text{ кг/см}^2$ .

Если максимальное контактное напряжение не превосходит допускаемого, то все же понижение этого напряжения всегда полезно, так как связано с понижением интенсивности износа, т. е. с повышением долговечности. Это объясняется тем, что в общем случае, в зависимости от действующего контактного напряжения, долговечность характеризуется выражением [38]

$$\sigma^m S = \text{const}, \quad (207)$$

где  $\sigma$  — контактное напряжение;

$S$  — путь трения;

$m = 1 \div 3$  (при испытании на износ образцов разных типов).

Поэтому для повышения долговечности насосов с неразгруженными пластинами следует уменьшать действующие контактные напряжения; это может быть достигнуто ограничением наибольшего рабочего давления и увеличением радиусов скругления кромок пластин, прилегающих к статору, что представляет, однако, технологические трудности.

Определим наибольшую допустимую величину радиуса  $R_{1 \max}$  скругления кромки пластины при наклонном ее расположении (рис. 101). Пластина соприкасается со статором в точке  $A$  профиля, определяемой углом поворота ротора  $\varphi = \frac{\alpha}{2}$ , при котором имеет место наибольший угол наклона профиля статора  $v_{\max} = \angle AOE$  [уравнение (191)];  $AE$  — перпендикуляр к профилю статора;  $O$  — центр статора и ротора.

Центр  $O'$  наибольшего радиуса  $R_{1 \max}$  определяется пересечением прямой  $AE$  с осью пластины  $BD$ . Принимаем для расчета, что  $\angle OO'B = \theta$  (углу наклона пластины), а  $\angle O'OC = \frac{\sigma}{2}$ , где  $\sigma$  определяется уравнением (98). Тогда  $\angle OCB = \angle O'CA = \frac{\sigma}{2} + \theta$ , а  $\angle DO'A = \Omega = v_{\max} + \frac{\sigma}{2} + \theta$ .

Из треугольника  $ADO'$

$$O'A = R_{1 \max} = \frac{b/2}{\sin \Omega}$$

или

$$R_{1 \max} = \frac{b}{2 \sin \left( v_{\max} + \frac{\sigma}{2} + \theta \right)}. \quad (208)$$

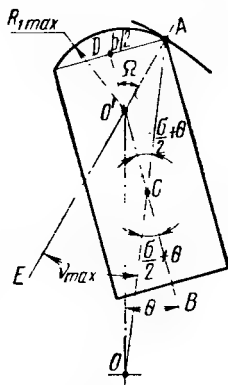


Рис. 101. Схема для расчета радиуса скругления кромки пластины, прилегающей к статору

При расчете величины  $R_{1\max}$  для насоса с радиальным расположением пластин в уравнении (208) следует принимать  $\theta = 0$ .

Величину радиуса скругления кромки пластины следует принимать равной

$$R_1 = R_{1\max} - \Delta r. \quad (209)$$

$\Delta r$  — величина, учитывающая отклонение действительных размеров деталей от расчетных из-за неточности изготовления. Кроме того, величина  $\Delta r$  определяет расстояние точки контакта пластины со статором от крайней точки скругленной кромки. Величину  $\Delta r$  следует принимать равной 1,3—2 мм.

### ВЛИЯНИЕ ДЛИНЫ ПЛАСТИНЫ НА ВЕЛИЧИНУ ДЕЙСТВУЮЩИХ НА НЕЕ СИЛ

Длину пластины  $l$  можно представить в виде суммы (рис. 102):

$$l = l_1 + l_2, \quad (210)$$

где  $l_1$  — наибольшая длина выступающей из ротора части пластины;

$l_2$  — наименьшая длина части пластины, находящейся в пазу ротора.

На рис. 102 обозначено:

$R$  — наибольший радиус статора;

$r_p$  — радиус ротора.

Определение  $R$  и  $r_p$ , от которых зависит длина  $l_1$ , было рассмотрено выше (см. стр. 25); от выбора размера  $l_2$  зависят силы  $P_1$  и  $P_2$ , которые при работе насоса (или гидромотора) действуют на пластину. Сила  $P_1$ , возникающая в результате реакции стенки паза, действует в точке  $A$  на пластину перпендикулярно ее направлению (ввиду малой величины зазора между пластиной и пазом ротора принимается, что направление пластины совпадает с направлением паза ротора). В точке  $B$ , где пластина опирается о край ротора, действует сила  $P_2$ , направленная перпендикулярно пластине. Вдоль пластины действует сила  $P = p_n Bb$ , где  $p_n$  — давление нагнетания.

На верхний конец пластины (в точке  $C$ ) действует сила  $P_3$ , направленная по нормали к внутренней поверхности статора, и сила трения  $T$ , направленная по касательной к внутренней поверхности статора:

$$T = \mu P_3, \quad (211)$$

где  $\mu$  — коэффициент трения.

Кроме того, на выступающий из ротора конец пластины  $BC$  действует распределенная нагрузка от давления рабочей жидкости, которую можно выразить действующей в точке  $D$  посередине длины  $l_1$  силой

$$P_q = p_n B l_1. \quad (212)$$

Расположив ось  $Y$  вдоль пластины, а ось  $X$  — перпендикулярно пластине, составим первое уравнение равновесия, приравняв нулю сумму проекций всех сил на ось  $X$ :

$$T \cos \xi + P_q - P_2 + P_1 - P_3 \sin \xi = 0, \quad (213)$$

где  $\xi = \arcsin \left( \frac{r_p}{R} \sin \theta \right)$ ;

$\theta$  — угол наклона пластины.

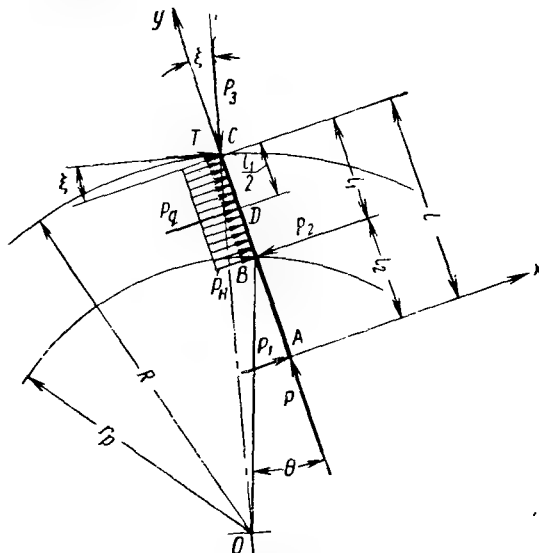


Рис. 102. Схема для расчета усилий, действующих на пластину

Второе уравнение равновесия получим, приравняв нулю сумму проекций всех сил на ось  $Y$ :

$$T \sin \xi - P + P_3 \cos \xi = 0. \quad (214)$$

Третье уравнение равновесия получим, приравняв нулю сумму моментов всех сил относительно точки  $C$ :

$$P_q \frac{l_1}{2} - P_2 l_1 + P_1 l = 0. \quad (215)$$

Из уравнения (214) определим величину  $P_3$ , подставив вместо  $T$  его значение из уравнения (211):

$$P_3 = \frac{P}{\mu \sin \xi + \cos \xi}. \quad (216)$$

В уравнении (215) выразим  $P_2$  через  $P_1$ :

$$P_2 = \frac{P_q \frac{l_1}{2} + P_1 l}{l_1}. \quad (217)$$

Подставим в уравнение (213) значения  $P_2$  из уравнения (217),  $T$  — из уравнения (211) и  $P_3$  — из уравнения (216). Получим следующее выражение:

$$P_1 = \left[ \frac{P(\mu \cos \zeta - \sin \zeta)}{\mu \sin \zeta + \cos \zeta} + \frac{P_q}{2} \right] \frac{l_1}{l_2} \quad (218)$$

Заменим в уравнении (217) значение  $P_1$  полученным выражением:

$$P_2 = \frac{P(\mu \cos \zeta - \sin \zeta)}{\mu \sin \zeta + \cos \zeta} + P_q + \left[ \frac{P(\mu \cos \zeta - \sin \zeta)}{\mu \sin \zeta + \cos \zeta} + \frac{P_q}{2} \right] \frac{l_1}{l_2} \quad (219)$$

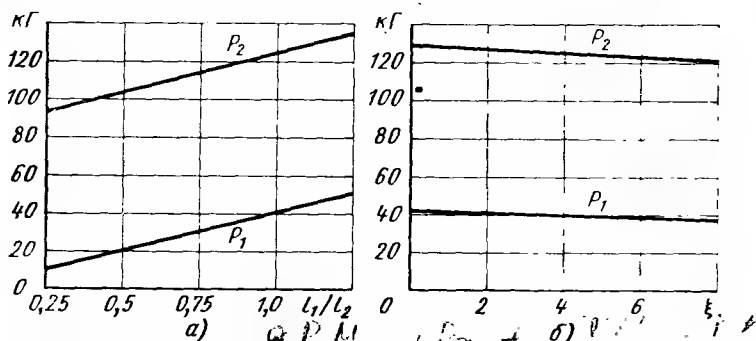


Рис. 103. Зависимость усилий  $P_1$  и  $P_2$ , действующих на пластину:

$a$  — от отношения  $\frac{l_1}{l_2}$  при  $\beta = 8^\circ$ ;  $\mu = 0,08$ ;  $b = 2$  мм;  $B = 24$  мм;  $p_n = 64 \text{ кг/см}^2$ ;  $l_1 = 5,5$  мм;  $b$  — от угла  $\zeta$  наклона пластины при  $\mu = 0,08$ ;  $b = 2$  мм;  $B = 24$  мм;  $p_n = 64 \text{ кг/см}^2$ ;  $l_1 = 5,5$  мм;  $l_2 = 6$  мм

По уравнениям (218) и (219) построены графики изменения сил  $P_1$  и  $P_2$  в зависимости от изменения отношения  $\frac{l_1}{l_2}$  при постоянной величине  $l_1$  (рис. 103, а).

С увеличением отношения  $\frac{l_1}{l_2}$  увеличиваются силы  $P_1$  и  $P_2$ , что, в свою очередь, связано с увеличением износа деталей насоса (пластин и пазов ротора); поэтому отношение  $\frac{l_1}{l_2}$  желательно иметь возможно меньшим. В существующих конструкциях пластинчатых насосов отношение  $\frac{l_1}{l_2}$  находится в пределах 0,74—0,89.

При уменьшении угла  $\zeta$  (при уменьшении угла наклона пластины  $\theta$ ) силы  $P_1$  и  $P_2$  увеличиваются (рис. 103, б). Зависимость между углами  $\zeta$  и  $\theta$ , полученная из треугольника  $OBC$  (см. рис. 102), имеет следующий вид:  $\sin \zeta = \frac{r_p}{R} \sin \theta$ .

Уравнения (218) и (219) указывают на линейное увеличение сил  $P_1$  и  $P_2$  при увеличении давления нагнетания.

## РАСЧЕТ УГЛА НАКЛОНА ПЛАСТИНЫ

В предыдущем разделе были рассмотрены силы, действующие на пластину при ее перемещении по постоянному радиусу статора, когда скорость пластины относительно ротора равна нулю. Теперь рассмотрим работу пластины в полости нагнетания, когда при вращении ротора по стрелке (рис. 104) она перемещается от периферии к центру ротора [14]. Предположим, что пластина расположена радиально, причем угол  $\psi$  между направлением касательной к точке контакта и направлением движения пластины относительно ротора будет углом передачи, а дополнительный угол  $\nu$  — углом давления [44], так что  $\psi + \nu = 90^\circ$ .

Угол  $\nu$  между перпендикуляром к касательной и радиусом-вектором определяется уравнениями (188)—(190). Чтобы избежать заклинивания пластины, надо знать значение угла давления  $\nu_d$ . Это значение установлено на основании экспериментальных данных, полученных в ЭНИМСе, согласно которым при угле давления  $\nu_d \geq 22^\circ$  наступает заклинивание пластины. Если применить понятие [44] о коэффициенте надежности (отношение тангенса угла давления, при котором наступает заклинивание, к тангенсу выбранного угла давления), то при радиальном расположении пластины угол  $\nu$ , вычисляемый по уравнению (191), должен удовлетворять неравенству

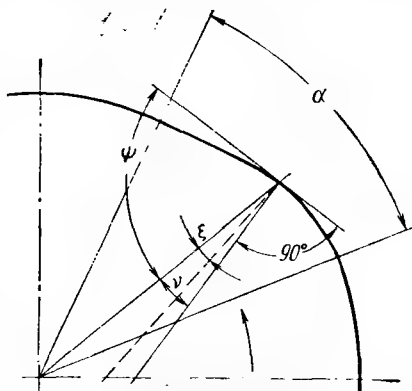


Рис. 104. Схема для расчета угла наклона пластины

$$[\operatorname{tg} \nu_{\max} \leq \frac{\operatorname{tg} 22^\circ}{K}. \quad (220)$$

При минимальном значении  $K$ , равном единице, должно быть обеспечено  $\nu_{\max} \leq 22^\circ$ , но в ответственных случаях  $K$  следует увеличивать. Уменьшение угла давления может быть достигнуто путем установки пластины под углом  $\xi$  (на рисунке показано штриховой линией). При выборе угла наклона  $\xi$  нужно учитывать, что при установке пластины под углом  $\xi = \nu_d$  можно обеспечить угол давления, равный нулю, только для значения  $\varphi = \frac{\alpha}{2}$ . Так как при изменении угла  $\varphi$  изменяется и угол давления (см. рис. 95), то при  $\varphi = 0$  или  $\varphi = \alpha$  угол давления будет равен  $\xi$ , и при этих значениях  $\varphi$  может произойти заклинивание. Чтобы обеспечить одинаковый коэффициент надежности при  $\varphi = 0$ ,  $\varphi = \frac{\alpha}{2}$  и  $\varphi = \alpha$ ,

нужно принять  $\xi \approx \frac{v}{2}$ . Поэтому угол наклона пластины можно рассчитывать по уравнению

$$\xi \approx \frac{1}{2} \arctg \left( \frac{4}{\alpha} \cdot \frac{R - r_0}{R + r_0} \right), \quad (221)$$

где  $R$  — наибольшее значение радиуса кривой статора для насосов с унифицированным корпусом.

При таком расчете  $\xi$  надежность работы пластины в смысле предотвращения заклинивания следует проверять по уравнению

$$K = \frac{\lg 22^\circ}{\lg \xi}, \quad (222)$$

обеспечивая  $K \geq 1$ .

Следует заметить, что введение излишне увеличенного угла  $\theta$  наклона пластины может вызвать повышенный шум насосов, объясняющийся перемещениями пластины в пазу ротора с учетом зазора между ними (см. рис. 91). Если рассматривать положение пластины в зоне всасывания, соответствующее ее контакту со статором в точке  $A$ , то в направлении движения на пластину действует сила  $S$ , являющаяся составляющей реакции  $N$ :  $S = P \sin (v + \xi)$ . При увеличении угла наклона  $\xi$  значение силы  $S$  будет больше значения силы трения  $T$ , и пластина займет положение в пазу, скошенное в направлении движения, что утрированно показано на рисунке. При дальнейшем повороте ротора пластина придет в точку  $B$ , когда камера  $BCED$  начнет соединяться при помощи прорези на распределительном диске с полостью нагнетания. При этом под действием давления нагнетания пластина резко изменит свое положение относительно паза. За один оборот ротора каждая пластина 4 раза меняет свое положение в пазу ротора. Такие перемещения пластины связаны с ее ударами о стенки паза, вызывающими шум при работе насоса, тем больший, чем больше зазор между пазом и пластиной и чем больше давление нагнетания (см. рис. 48). Поэтому значение угла наклона  $\xi$ , определяемое уравнением (221), следует рассматривать как наибольшее допустимое.

В некоторых конструкциях пластинчатых машин, например в пластинчатых гидромоторах МГ16-1 и пластинчатых насосах высокого давления БГ12-2, пластины располагают радиально, что объясняется условиями их работы в указанных машинах. Так, в гидромоторах расположить пластины наклонно нельзя, потому что ротор должен вращаться в обоих направлениях; в насосах БГ12-2 должен быть обеспечен угол скоса верхней кромки пластины, определяемый уравнением (193).

## НЕКОТОРЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПЛАСТИНЧАТЫХ НАСОСОВ

В пластинчатых насосах основными деталями, определяющими их работоспособность, являются статоры, роторы и пластины. С точки зрения технологических особенностей наибольшие трудности представляет изготовление внутренней поверхности статора, пазов ротора, рабочих поверхностей пластин, так как для получения поверхностей высокого класса чистоты, а также для качественного их изготовления требуется точное оборудование.

**Расчет эквидистантной кривой, необходимой для обработки профиля статора.** При изготовлении внутренней поверхности статора на координатно-расточном станке необходимо, для получения правильного профиля, устанавливать центр фрезы по радиусам, определяющим эквидистантную кривую относительно профиля статора, на расстоянии от профиля статора, равном половине диаметра фрезы.

Эквидистантная кривая рассчитывается, исходя из следующих соображений (рис. 105).

Точка  $O$  — центр статора, отрезок  $OA$  — радиус  $\rho$  профиля статора, определяемый по уравнениям (27) и (30). Точка  $O'$  — центр фрезы, отрезок  $O'A$  — радиус фрезы, который обозначим  $r'$ , причем  $O'A$  является перпендикуляром к касательной кривой профиля статора в точке  $A$ . Угол  $O'OA$  назовем  $\gamma$ , а угол  $O'AO$  —  $\beta$ ; отрезок  $OB$  обозначим буквой  $k$ , отрезок  $OO'$  —  $r_x$ . Расположение точки  $O'$ , принадлежащей эквидистантной кривой, определяют угол  $\gamma$  и величина  $r_x$ , для вычисления которых сначала по уравнениям (189) и (190) надо определить угол  $\beta$ . Из прямоугольного треугольника  $O'AB$  найдем  $O'B = a = r' \sin \beta$  и  $AB = b = r' \cos \beta$ , после чего определим отрезок  $OB = k = \rho - b$ .

Из прямоугольного треугольника  $OO'B$  определим

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{a}{k} = \frac{r' \sin \beta}{\rho - b}; \quad (223)$$

$$r_x = \sqrt{a^2 + k^2} = \sqrt{(r')^2 \sin^2 \beta + (\rho - b)^2}. \quad (224)$$

Вычислив по уравнениям (223) и (224) значения  $\operatorname{tg} \gamma$  и  $r_x$  для каждой точки радиуса  $\rho$ , определенного по уравнениям (27) и (30),

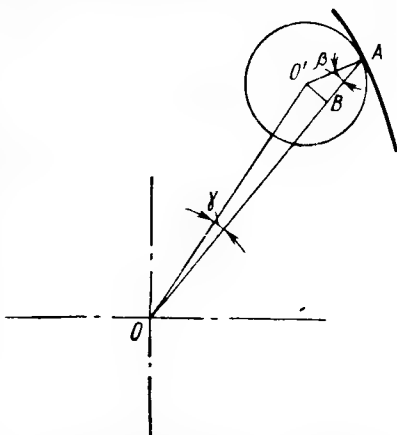


Рис. 105. Схема для расчета эквидистантной кривой, необходимой при обработке профиля статора

получим эквидистантную кривую относительно профиля статора, на которой должны располагаться центры фрезы.

**Расчет профиля кулачка для шлифования профиля статора.** При крупносерийном производстве пластинчатых насосов на Елецком заводе «Гидропривод» шлифование внутренней поверхности статоров осуществляют на внутришлифовальных станках при помощи специального приспособления (рис. 106). Копировальный

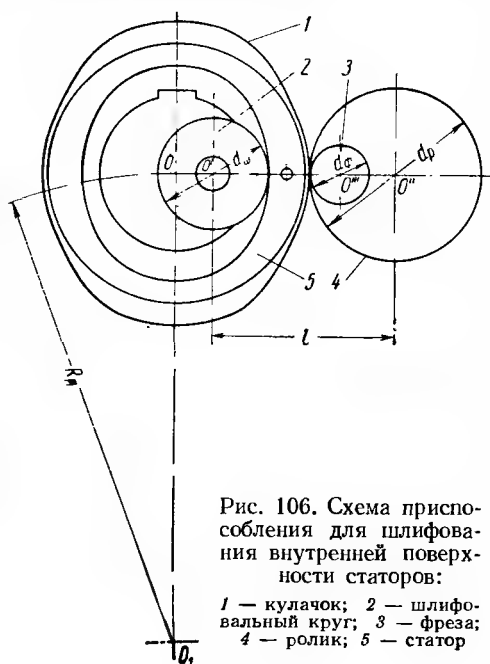


Рис. 106. Схема приспособления для шлифования внутренней поверхности статоров:

1 — кулачок; 2 — шлифовальный круг; 3 — фреза; 4 — ролик; 5 — статор

кулачок насажен на одну ось со статором и вращается вместе с ним вокруг своей оси. Кулачок при вращении, соприкасаясь с роликом, отклоняется от начального положения по дуге, центр которой находится в точке  $O_1$ . При обработке профиля статора центры ролика  $O''$  и шлифовального круга  $O'$  неподвижны (жестко соединены с центром  $O_1$ , вокруг которого поворачиваются статор и копирующий кулачок). Из-за большого радиуса  $R_n$  по сравнению с длиной дуги, на которую отклоняются кулачок и статор, при расчете профиля кулачка делается допущение, что статор и копир отклоняются не по дуге,

а по прямой, проходящей через точки  $O$  и  $O''$ .

Схема расчета кулачка приведена на рис. 107. Здесь и на рис. 106 обозначено:  $A$  — точка касания шлифовального круга со статором;  $D$  — точка соприкосновения ролика и фрезы с кулачком;  $O''$  — центр фрезы;  $OD = \rho_k$  — отрезок, соединяющий точку касания  $D$  с центром  $O$ .

Углы, внутри которых расположены постоянные радиусы копирующего кулачка, а также углы, внутри которых расположены переменные радиусы, равны соответствующим углам на профиле статора. Профиль кулачка на участке переменного радиуса выразим через переменный радиус  $\rho_k$  и угол  $\tau$ , для нахождения которых рассмотрим треугольник  $ODO''$ , внешний угол которого обозначим  $ODK = \beta$ . Тогда угол  $ODO'' = 180^\circ - \beta$ . Сторона  $OO'' = O'O'' + OO'$ . Величина  $O'O''$  остается в любой точке постоянной, так как оси ролика и шлифовального круга при работе



не смещаются (ролик имеет только вращательное, а шлифовальный круг — вращательное и поступательное движения). Обозначим отрезок  $O'O''$  через  $l$ . Величина  $OO'$  рассчитывается в каждой точке профиля описанным выше способом, т. е.  $OO' = r_x$  [по уравнению (224)].

Из треугольника  $ODO''$  по теореме синусов определим величину угла  $\tau$ :

$$\sin \tau = \frac{r_p \sin \angle ODO''}{OO''},$$

где  $r_p = O''D$  — радиус ролика.

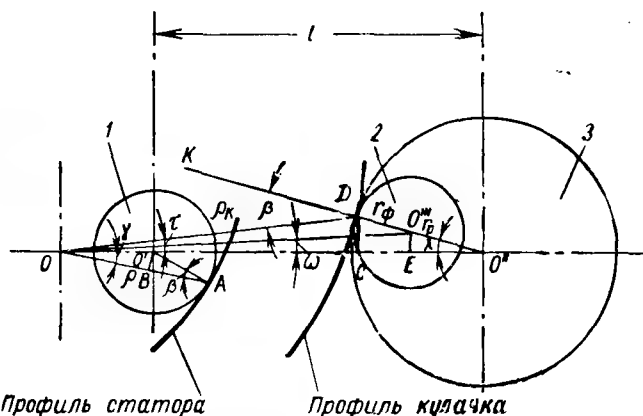


Рис. 107. Схема для расчета профиля кулачка, обеспечивающего шлифование профиля статора:

1 — шлифовальный круг; 2 — фреза; 3 — ролик

Подставим значения  $\angle ODO''$  и отрезка  $OO''$ . Получим

$$\sin \tau = \frac{r_p \sin \beta}{l + r_x}. \quad (225)$$

Обозначим угол  $DO''O$  через  $\lambda$ , причем  $\lambda = \beta - \tau$  (из треугольника  $ODO''$ ). По теореме синусов

$$\rho_k = \frac{OO'' \sin \lambda}{\sin \angle ODO''}$$

или

$$\rho_k = \frac{(l - r_x) \sin \lambda}{\sin \beta}. \quad (226)$$

При изготовлении копирующего кулачка на координатно-расточном станке центр фрезы устанавливают не по радиусам профиля кулачка, а по радиусам, определяющим эквидистантную

кривую относительно профиля кулачка, на расстоянии от кривой профиля кулачка, равном половине диаметра фрезы. Эквидистанту рассчитывают следующим образом (см. рис. 107).

Из прямоугольного треугольника  $EO''O''$

$$O''E = O''O'' \sin \lambda;$$

$$EO'' = O''O'' \cos \lambda;$$

$$O''O'' = r_p - r_\phi;$$

здесь  $r_\phi$  — радиус фрезы.

Из прямоугольного треугольника  $OO''E$  определим координаты центра фрезы:

$$\rho_\phi = OO'' = \sqrt{(O''E)^2 + (OE)^2} \quad (OE = OO'' - EO'');$$

$$\sin \omega = \frac{O''E}{OO''}$$

или

$$\rho_\phi = \sqrt{(r_p - r_\phi)^2 \sin^2 \lambda + [l + r_x - (r_p - r_\phi) \cos \lambda]^2}; \quad (227)$$

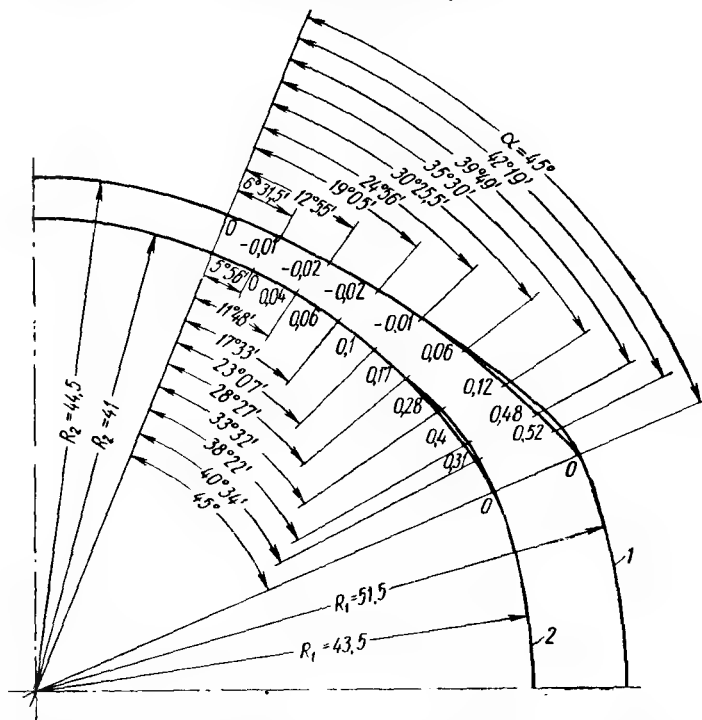
$$\sin \omega = \frac{(r_p - r_\phi) \sin \lambda}{\sqrt{(r_p - r_\phi)^2 \sin^2 \lambda + [l + r_x - (r_p - r_\phi) \cos \lambda]^2}}. \quad (228)$$

Уравнения (227) и (228) определяют эквидистантную кривую, расстояние которой от профиля кулачка, рассчитанного по уравнениям (225) и (226), равно половине диаметра фрезы.

На Елецком заводе «Гидропривод» внутреннюю поверхность статоров шлифуют при помощи кулачков, имеющих упрощенный профиль (рис. 108), что позволяет избежать трудоемких расчетов по уравнениям (225) — (228). Этот профиль состоит из следующих участков:  $BE$  и  $B'E'$  — участки, описанные постоянным радиусом  $R_1$  из центра  $O$  кулачка, т. е.  $OB = OE = OB' = OE' = R_1$ ;  $DF$  и  $D'F'$  — участки, описанные постоянным радиусом  $R_2$  из центра  $O$  кулачка, т. е.  $OD = OF = OD' = OF' = R_2$ . Величина  $R_2$  при заданной величине  $R_1$  определяется радиусами статора насоса:  $R_1 - R_2 = R - r_0$  или  $R_2 = R_1 - (R - r_0)$  (здесь  $R$  — большой радиус статора и  $r_0$  — малый радиус статора);  $BD$ ,  $B'D'$ ,  $EF$  и  $E'F'$  — участки переходной кривой, для построения которой на участке  $BD$  соединим прямой линией точку  $B$  с точкой  $D$  и из середины прямой  $BD$  (из точки  $G$ , где  $BG = GD = b/2$ ) восстановим перпендикуляр до пересечения с прямой, проведенной через точки  $O$  и  $D$ . Точку пересечения обозначим  $A$ . Из точки  $A$  радиусом  $AD = R_3$  проведем дугу  $BD$ . Эта дуга в точке  $D$  сопрягается с дугой  $DF$  (имеет общую касательную в точке  $D$ ). В точке  $B$  касательные к дугам  $BD$  и  $BE$  образуют некоторый угол. При прохождении ролика по точке  $B$  на внутренней поверхности ста-



**Особенности изготовления пазов ротора.** Изготовление пазов ротора является одним из наиболее трудоемких и сложных процессов обработки деталей пластинчатых насосов. Это объясняется высокими требованиями к точности изготовления и шероховатости поверхности пазов и малой шириной пазов (у большинства насосов — 2 мм) при их значительной глубине.



способлении на предварительно шлифованные и притертые торцы. После окончательного шлифования острые кромки пазов притупляют.

**Особенности изготовления пластин.** По своей конфигурации пластины являются наиболее простыми деталями, однако высокие требования к точности их изготовления и шероховатости поверхностей делают процесс их обработки довольно сложным.

На Елецком заводе «Гидропривод» заготовки для пластин штампуют из полосовой стали, а затем шлифуют все шесть граней (6-й класс чистоты). После термической обработки (заковки) пластины очищают от окалины и налета соли в галтовочном барабане. Окончательную обработку пластин для получения нужной точности и класса чистоты поверхности производят в несколько приемов. Сначала на плоскошлифовальном станке предварительно шлифуют грани, прилегающие к стенкам паза ротора (7-й класс чистоты, непараллельность граней до 0,04 мм). При повторном шлифовании непараллельность граней снижается до 0,02 мм. После третьего шлифования чистота поверхности повышается до 8-го класса, а непараллельность указанных выше граней снижается до 0,01 мм. Окончательную обработку поверхностей производят на притирочном станке 3816, имеющем сепаратор с цевочным зацеплением.

Шлифование граней пластины, прилегающих к распределительным дискам, производят в три приема; класс чистоты поверхности повышается при первом шлифовании до 7, а при последующих — до 8, непараллельность граней обеспечивается при первом шлифовании до 0,03 мм, затем до 0,02 мм и, наконец, до 0,01 мм. Обработка этих граней ведется в обоймах, в каждой из которых закреплено по 52 пластины. После шлифования блоки с пластинами для окончательной притирки устанавливают в сепаратор с цевочным зацеплением притирочного станка 3816. Затем, после установки пластин в специальные угольники, шлифуют прилегающие к статору, а также противоположные им грани. На поверхности, прилегающей к статору, шлифуют фаску. После размагничивания пластины полируют и притупляют кромки в перфорированном барабане.

---

## ИСПЫТАНИЯ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ

В зависимости от цели различают две группы испытаний насосов и гидромоторов: 1) приемочные испытания опытных или серийных образцов; 2) испытания для уточнения технических характеристик или исследования рабочих процессов.

Приемочные испытания насосов и гидромоторов могут быть типовые и контрольные. Типовые испытания производятся при выпуске новых образцов, а также при полном или частичном изменении конструкции, материалов или технологии изготовления, если эти изменения могут оказать влияние на характеристики и эксплуатационные качества насосов и гидромоторов. При типовых испытаниях обычно проверяется техническая характеристика: производительность (расход при скорости вращения вала 1000 об/мин для гидромоторов), потребляемая мощность, объемный к. п. д., эффективный к. п. д., наибольшее рабочее давление, наибольшее и наименьшее числа оборотов вала, наибольшая высота всасывания (для насосов), номинальный крутящий момент (для гидромоторов). Проверяется также шум при работе, отсутствие наружных утечек жидкости по стыковым поверхностям и по валу, величина утечек через дренажное отверстие (для гидромоторов). Кроме того, при типовом испытании проводятся длительные испытания насосов и гидромоторов для выявления их долговечности. Контрольным испытаниям подвергаются все выпускаемые заводами насосы и гидромоторы. При контрольном испытании проверяются: производительность (расход для гидромоторов), наибольшее и наименьшее числа оборотов (для гидромоторов), объемный к. п. д., рабочее давление, шум при работе, отсутствие наружных утечек по стыковым поверхностям и по валу, величина утечек через дренажное отверстие (для гидромоторов).

При разработке новых конструкций, а также при исследовании существующих конструкций проводятся и другие испытания, не входящие в программу типовых или контрольных испытаний. К ним относятся: определение колебания давления в напорной магистрали, испытание на пиковую нагрузку, кавитационные испытания, измерение уровня шума и его спектрального состава, определение баланса объемных и механических потерь, испытание на пуск под нагрузкой и др.

Ниже приводится методика перечисленных испытаний насосов и гидромоторов, содержащая схемы испытаний, расчетные формулы для определения параметров, описание стендов и измерительных приборов, а также необходимые указания по проведению испытаний. Приводятся также указания по монтажу и эксплуатации насосов и гидромоторов, от соблюдения которых зависит их работоспособность.

### ПРИЕМОЧНЫЕ ИСПЫТАНИЯ НАСОСОВ

Перед проведением испытаний все насосы подвергаются обкатке для приработки деталей. Обкатку производят при номинальном числе оборотов. Насосы, предназначенные для работы под давлением до  $63 \text{ кг/см}^2$ , обкатываются при давлении до  $5 \text{ кг/см}^2$  в течение 5 мин; при давлении  $25 \text{ кг/см}^2$  — 5 мин, при давлении  $63 \text{ кг/см}^2$  — 30 мин или 1 ч.

Насосы, предназначенные для работы под давлением до  $125 \text{ кг/см}^2$ , обкатываются при давлении до  $5 \text{ кг/см}^2$  в течение 5 мин, при давлении  $63 \text{ кг/см}^2$  — 5 мин и при давлении  $125 \text{ кг/см}^2$  — 2 ч. Повышение времени обкатки этих насосов вызвано тем, что в связи с радиальной разгрузкой для их приработки требуется большее время.

**Измерение производительности.** Производительность измеряют при помощи мерного бака 1 (рис. 110), золотника 2 с ручным управлением и секундомера. В качестве золотника следует использовать золотник с открытым центром, чтобы в моменты переключения золотника не происходило запираания рабочей жидкости в напорной магистрали насоса 3. Такой способ измерения производительности не совсем удобен, потому что нужно ждать пока наполнится мерный бак и затем пока он опорожнится для проведе-

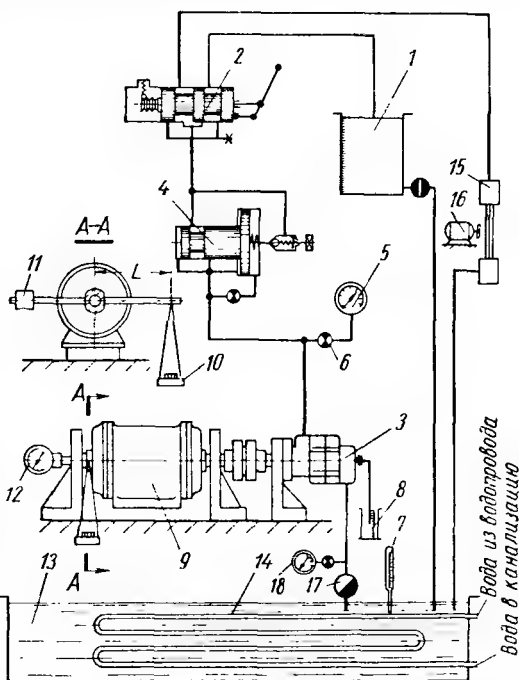


Рис. 110. Схема стенда для испытания насосов (измерение производительности осуществляется при помощи мерного бака)

ния следующего измерения, а также потому что при таком измерении возможны погрешности во времени переключения, зависящие от индивидуальных качеств измеряющего. Вместо мерного бака удобнее пользоваться объемными счетчиками жидкости [33], которые обычно показывают не расход жидкости в единицу времени, а количество протекающей жидкости. В качестве объемных

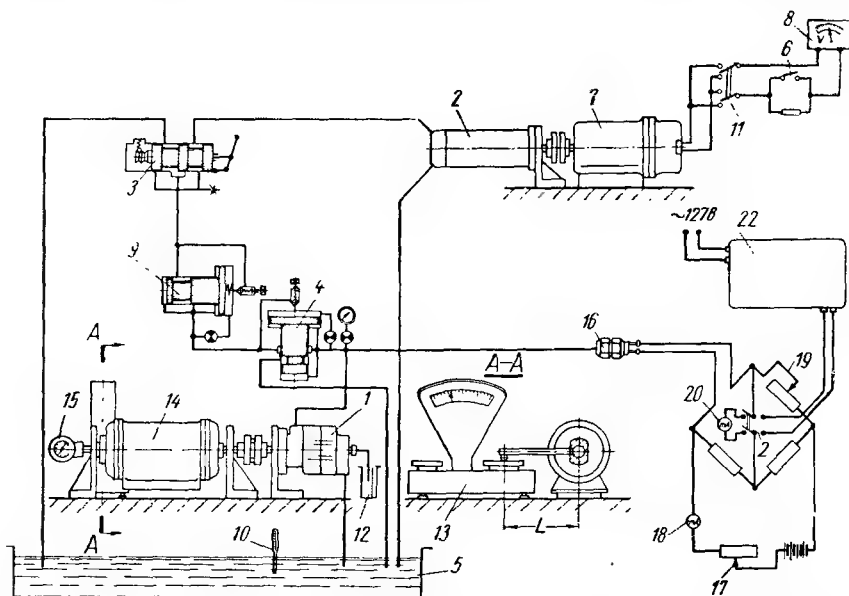


Рис. 111. Схема стенда для испытания насосов (измерение производительности осуществляется при помощи расходомера)

можно применять счетчики с овальными зубчатыми колесами. При измерении с помощью счетчика экономится время, затрачиваемое на сливание жидкости из мерного бака для проведения повторного измерения, однако не исключаются погрешности во времени переключения золотника. Поэтому удобнее всего определять производительность насоса при помощи расходомера, состоящего из объемного гидромотора и тахогенератора (рис. 111). В качестве гидромотора можно использовать любой объемный гидромотор, но желательно, чтобы он имел возможно меньшие утечки жидкости и чтобы для его вращения было достаточно давления рабочей жидкости  $2 \text{ кг/см}^2$ . В качестве показывающего прибора используется вольтметр, шкала которого градуирована в единицах расхода. В схеме предусмотрен специальный переключатель 11 для возможности измерений при любом направлении вращения вала гидромотора. При измерении поток рабочей жидкости от испытуе-



мого насоса 1 направляется к гидромотору 2 расходомера при помощи золотника 3 (с открытым центром). Для предохранения насоса 1 от перегрузки при выходе из строя гидромотора 2 в схеме предусмотрен предохранительный клапан 4; при заклинивании гидромотора 2 рабочая жидкость может сливаться через клапан 4 в бак 5. Для увеличения диапазона измерения в схеме предусмотрен выключатель 6, с помощью которого при измерении больших расходов жидкости (когда напряжение на выходе тахогенератора 7 выше наибольшего значения, допускаемого вольтметром 8) включается дополнительное постоянное сопротивление, на котором происходит частичное падение напряжения. Поэтому на вольтметре 8 имеется две шкалы — для больших расходов (при включенном сопротивлении) и для малых расходов (при выключенном сопротивлении). Для измерения расхода рабочей жидкости можно использовать также ротаметры и мерные шайбы [49], однако в связи с тем, что вязкость масла, используемого обычно в качестве рабочей жидкости, сильно меняется с изменением температуры, в показания приборов должна вноситься температурная поправка, величина которой зависит от конструкции и качества приборов. Поэтому ротаметры и мерные шайбы могут быть использованы для измерения расхода масла лишь при узком температурном диапазоне.

Производительность насоса измеряется при различном давлении в напорной магистрали, устанавливаемом при помощи клапана 4 на рис. 110 и 9 на рис. 111. Для контроля величины установленного давления служит манометр 5 (см. рис. 110), включенный через демпфер 6. В качестве демпфера удобно использовать игольчатый дроссель (рис. 112), при помощи которого можно также выключать манометр, если в нем нет надобности.

Манометр на стенде должен быть установлен в нормальном рабочем положении (обычно вертикальном). Их не следует устанавливать на вибрирующем основании, ибо вибрация корпуса может внести погрешность в показания манометра [45]. Для

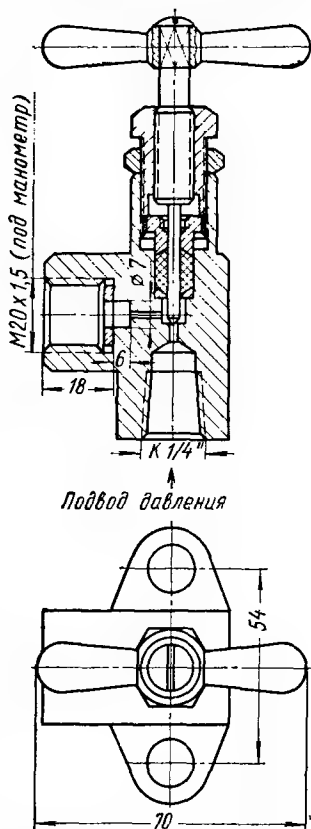


Рис. 112. Демпфер для предохранения и включения манометра

измерения температуры масла в стенде используются либо ртутные технические термометры (7 на рис. 110 и 10 на рис. 111), либо манометрические термометры [49]. Величина наружных утечек жидкости обычно определяется при помощи мерного сосуда (8 на рис. 110 и 12 на рис. 111) и секундомера. Для этой цели могут быть использованы и другие способы.

**Измерение мощности, крутящего момента и к. п. д.** Измерение потребляемой насосом мощности можно производить двумя спо-

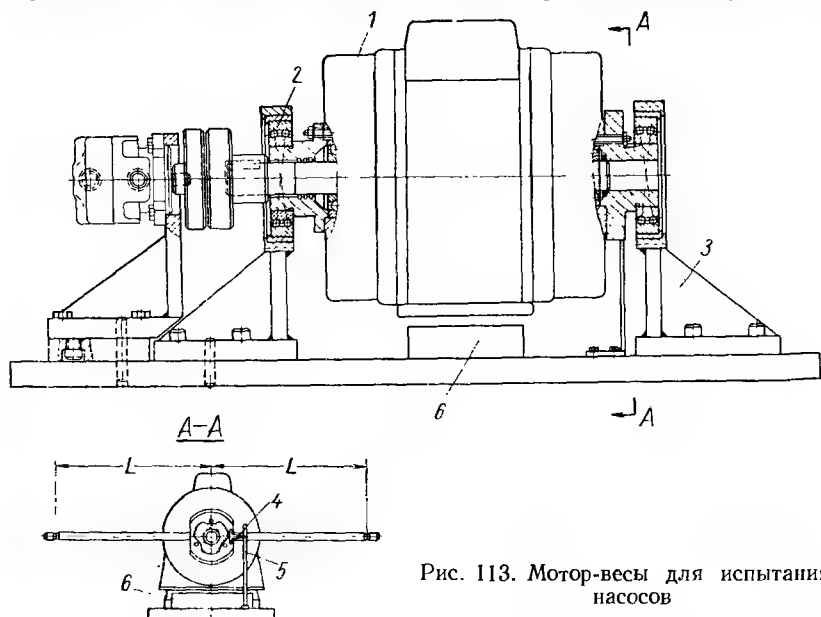


Рис. 113. Мотор-весы для испытания насосов

собами: измерением крутящего момента и скорости вращения, либо измерением мощности, потребляемой электродвигателем, с учетом его к. п. д. Более точные результаты дает первый способ.

На рис. 110 показано измерение крутящего момента при помощи мотор-весов 9. На одном из плеч мотор-весов расположена платформочка 10, на которую накладываются гири до уравнивания мотор-весов. На другом плече расположен противовес 11, который уравнивает пустую платформочку.

Устройство мотор-весов показано на рис. 113. Корпус электродвигателя 1 подвешен на шариковых подшипниках 2, расположенных в кронштейнах 3. Подшипники 2 должны обеспечивать легкость движения корпуса электродвигателя, от качества этих подшипников зависит чувствительность мотор-весов, а также величина той незначительной части момента, которая идет на преодоление трения в опорах корпуса (в подшипниках 2) и не измеряется

весами. Для снижения влияния неточности установки кронштейнов 3 используются сферические шарикоподшипники. Уравновешивание мотор-весов осуществляется таким образом, чтобы стрелка 4 устанавливалась против риски на стойке 5, соответствующей горизонтальному положению плеч мотор-весов. Резиновая подкладка 6 служит для амортизации при пуске электродвигателя. При тщательном изготовлении мотор-весов средних размеров (5—10 *квт*) точность измерения мощности составляет около 1,5%. При измерении большей мощности точность измерений повышается [23].

Измерение сил на плече мотор-весов можно производить и непосредственно при помощи весов (см. рис. 111). Такой способ является более удобным, однако опускание платформочки весов 13 при увеличении крутящего момента на мотор-весах 14 несколько изменяет величину плеча мотор-весов, ибо оно отходит от горизонтального положения. Для более точной регистрации крутящего момента на стрелочном приборе существуют специальные взвешивающие устройства [15]. Если необходимо измерить изменение крутящего момента в зависимости от времени, то пользуются другим способом, дающим возможность получать мгновенные значения крутящего момента. Этот способ основан на измерении деформации вала, передающего крутящий момент [37].

Чтобы определить потребляемую насосом мощность, зная момент на валу электродвигателя, нужно знать также скорость вращения вала. Для этого обычно используют либо ручные тахометры (12 на рис. 110 и 15 на рис. 111), диапазон измерения которых разбит на несколько ступеней, либо стационарные тахометры (без переключения ступеней). Технические данные тахометров различных типов приводятся в литературе [48]. Другой способ определения потребляемой насосом мощности заключается в измерении мощности, потребляемой электродвигателем, с последующим пересчетом на мощность на валу электродвигателя:

$$N_n = N_{эл} \eta_{эл}, \quad (231)$$

где  $N_{эл}$  — мощность, потребляемая электродвигателем;  
 $\eta_{эл}$  — к. п. д. электродвигателя.

Мощность, потребляемая электродвигателем, может измеряться либо трехфазным ваттметром, либо при помощи переносного измерительного комплекта К-50 или К-51. Более простым является способ измерения мощности при помощи трехфазного ваттметра, однако точность измерений им ниже точности измерения приборами К-50. При вычислении потребляемой насосом мощности по уравнению (231) следует знать зависимость к. п. д. электродвигателя от мощности на валу электродвигателя. Для получения более точных значений эти данные следует определять опытным путем.

На основании результатов испытания насоса строится его напорная характеристика (рис. 64). Для ее построения результаты измерений должны быть соответствующим образом обработаны.

Крутящий момент измеряется при помощи мотор-весов и его величина подсчитывается по уравнению

$$M_{кр} = (G - G_r) L \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad (232)$$

где  $G$  — вес груза на плече мотор-весов при испытании в кг;  
 $G_r$  — вес груза на плече мотор-весов при остановленном электродвигателе в кг;

$L$  — плечо мотор-весов в м.

Потребляемая насосом мощность

$$N_n = \frac{M_{кр} n_p}{974} \text{ кВт}, \quad (233)$$

где  $n_p$  — число оборотов в минуту вала насоса при давлении  $p_n$ .

Эффективная мощность насоса

$$N_s = \frac{p_n Q_p}{612} \text{ кВт}; \quad (234)$$

здесь  $p_n$  — давление нагнетания в кг/см<sup>2</sup> (по манометру);

$Q_p$  — производительность насоса в л/мин при давлении  $p_n$ .  
 Объемный к. п. д. насоса

$$\eta_o = \frac{Q_p}{Q_o} \cdot \frac{n_o}{n_p}, \quad (235)$$

где  $Q_o$  — производительность насоса при работе без давления в л/мин (имеется в виду, что в практических условиях из-за сопротивления аппаратуры и трубопроводов насос может работать при давлении до  $\sim 5$  кг/см<sup>2</sup>);

$n_o$  — число оборотов в минуту при работе без давления.

Эффективный к. п. д. насоса

$$\eta_s = \frac{N_s}{N_n}. \quad (236)$$

По эффективному и объемному к. п. д. можно определить механический к. п. д. насоса, учитывающий также гидравлические потери:

$$\eta_m = \frac{\eta_s}{\eta_o}. \quad (237)$$

Расчетный крутящий момент на валу насоса

$$M_{кр} = \frac{p_n W}{2\pi n_m}. \quad (238)$$

Для построения напорной характеристики насоса нужно производительность и мощность привести к одному числу оборотов. Пересчет фактической замеренной производительности  $Q_p$  при числе оборотов  $n_p$  на производительность  $Q_{np}$  при числе оборотов  $n_o$  производится по уравнению

$$Q_{np} = Q_p \frac{n_o}{n_p}. \quad (239)$$

Пересчет эффективной  $N_e$  и потребляемой  $N_n$  мощностей при числе оборотов  $n_p$  на мощность  $N_{np}$  при числе оборотов  $n$  производится по уравнению

$$N_{np} = N \frac{n_o}{n_p}. \quad (240)$$

**Испытания на долговечность.** Испытания насосов на долговечность производятся с целью определения их ресурса работы. Для этого в общем случае необходимо: а) установить зависимость изменения объемного к. п. д. насоса от продолжительности испытания; б) выявить наиболее подверженные износу детали и определить характер и величины износа этих деталей; в) установить зависимость между изменением объемного к. п. д. и износом деталей.

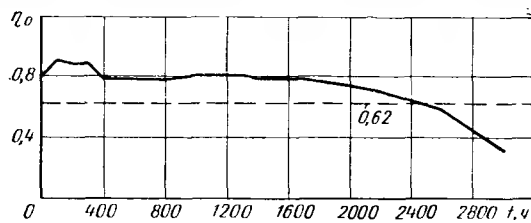
Испытания на долговечность можно производить на стенде, смонтированном в соответствии со схемой, представленной на рис. 110.

Во избежание перегрева рабочей жидкости в резервуаре 13 при длительном испытании следует предусмотреть устройства для охлаждения рабочей жидкости, к числу которых относятся змеевик или радиатор 14, через который пропускается холодная вода из водопровода, и масляный радиатор 15, обдуваемый потоком воздуха от вентилятора 16. Если такое охлаждение является недостаточным, то для охлаждения рабочей жидкости могут быть использованы выпускаемые промышленностью фреоновые холодильные установки [21] или специальные маслоохладители (по ГОСТу 9916—61).

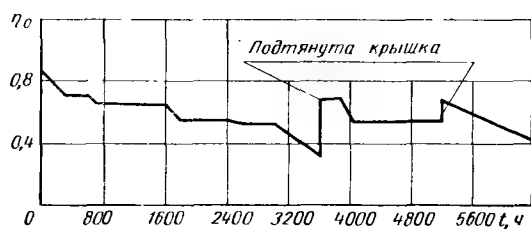
При длительных испытаниях насосов удобно вместо обычных манометра 5 и термометра 7 использовать электроконтактные манометры типа ЭКМ [9, 49] и электроконтактные манометрические термометры типа ЭКТ [49].

На износ деталей насоса значительное влияние оказывают механические примеси, содержащиеся в рабочей жидкости, поэтому при проведении испытаний на долговечность следует регулярно проверять загрязненность масла в стенде.

При испытаниях на долговечность насосы работают при номинальном рабочем давлении и номинальном числе оборотов, причем через каждые 100 ч измеряется объемный к. п. д. При выявлении какого-либо дефекта, который выводит насос из строя, испытания прекращают и после устранения дефекта повторяют вновь в полном объеме. На основании результатов испытания строят график изменения объемного к. п. д. насоса в зависимости от



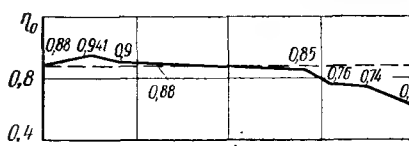
а)



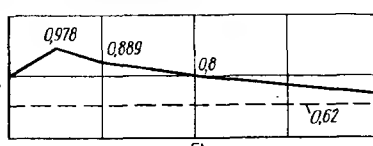
б)

Рис. 114. Изменение объемного к. п. д.  $\eta_0$  в зависимости от времени  $t$  испытания пластинчатых насосов с бронзовыми распределительными дисками:

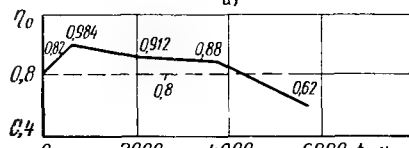
а — насос Г12-11А производительностью 5 л/мин; б — насос V-106Е фирмы «Vickers» производительностью 7,9 л/мин



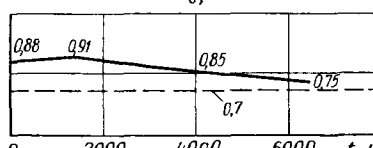
а)



б)



в)



г)

Рис. 115. Изменение объемного к. п. д.  $\eta_0$  в зависимости от времени  $t$  испытания пластинчатых насосов со стальными распределительными дисками:

а — насос Г12-23 производительностью 35 л/мин; б — насос Г12-21А производительностью 5 л/мин; в — насос Г12-42А производительностью 12 л/мин; г — насос Г12-41А производительностью 5 л/мин

времени испытания. Ресурс насоса определяется временем его работы, в течение которого допускается падения объемного к. п. д. на 15% ниже величины, указанной в ГОСТе 13167—67 для новых насосов.

При испытаниях насосов на долговечность, проводимых в ЭНЦМСе и на Елецком заводе «Гидропривод», износ деталей оценивали их измерением, визуальным осмотром, а в отдельных случаях — взвешиванием.

Ниже приводятся результаты этих испытаний (рис. 114—117)\*. Испытания производили

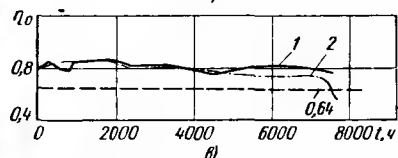
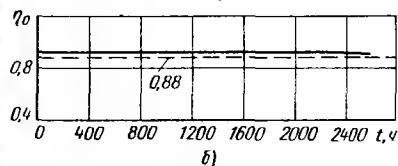
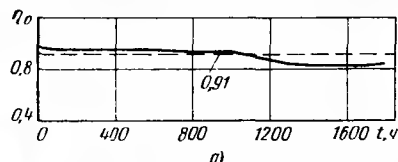


Рис. 116. Изменение объемного к. п. д.  $\eta_0$  в зависимости от времени  $t$  испытания пластинчатых насосов со стальными распределительными дисками:

а — насос Г12-25А производительностью 100 л/мин; б — насос Г12-24А производительностью 50 л/мин; в — насос ЗГ12-41Б производительностью 3 л/мин. Распределительные диски насоса выполнены из стали 20Х (кривая 1), из стали ШХ-15 (кривая 2)

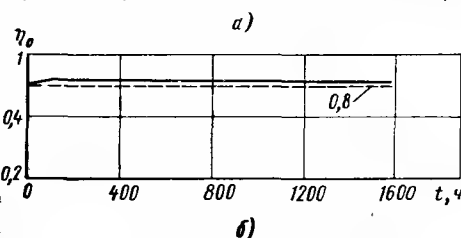
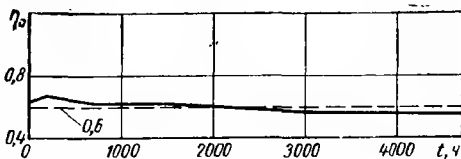


Рис. 117. Изменение объемного к. п. д.  $\eta_0$  в зависимости от времени  $t$  испытания пластинчатых насосов высокого давления:

а — насос БГ12-21А производительностью 5 л/мин; б — насос БГ12-25А производительностью 100 л/мин

на масле индустриальное 20. Объемный к. п. д. определяли при температуре масла +50° С. Насосы Г12-11А (рис. 114, а), V-106Е фирмы «Vickers» (рис. 114, б), Г12-23 (рис. 115, а), Г12-21А (рис. 115, б), Г12-25А (рис. 116, а), Г12-24А (рис. 116, б) и ЗГ12-41Б (рис. 116, в) работали в течение всего времени испытания при давлении 64 кг/см<sup>2</sup>, насосы Г12-42А (рис. 115, в) и Г12-41А (рис. 115, г) — при давлении 50 кг/см<sup>2</sup>, насосы БГ12-21А (рис. 117, а) и БГ12-25А (рис. 117, б) — при давлении 125 кг/см<sup>2</sup>. Насосы ЗГ12-41Б, Г12-42А, Г12-41А, БГ12-21А и БГ12-25А

\* Штриховыми линиями на рисунках обозначены объемные к. п. д. по ГОСТу 13167—67 и техническим условиям для новых насосов.

работали при скорости вращения вала 1440 об/мин, остальные насосы — при 950 об/мин.

При испытании насосов Г12-11А, V-106Е, Г12-23, Г12-21А, Г12-25А и ЗГ12-41Б, кроме измерения объемного к. п. д., определяли величины износа основных деталей.

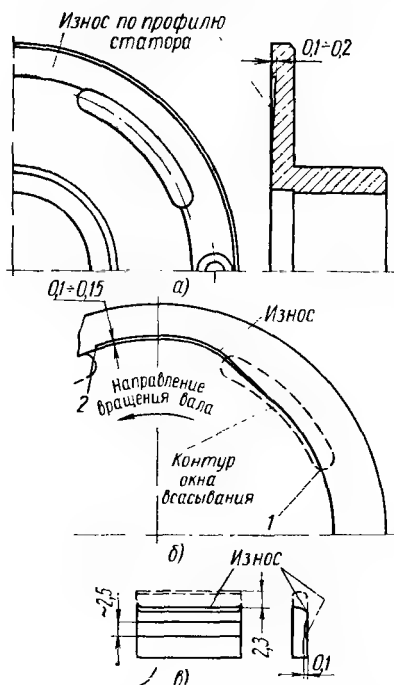


Рис. 118. Износ деталей пластинчатых насосов:

а — износ торцов бронзовых дисков насоса Г12-11А за ~3000 ч работы; б — износ внутренней поверхности профиля статора насоса Г12-11А за ~3000 ч работы; в — износ пластин насоса V-106Е фирмы «Vickers» за ~6350 ч работы

Насос Г12-11А (Л1Ф-5,  $Q = 5$  л/мин, заводский № 621) проработал 2500 ч, после чего объемный к. п. д. упал до величины ниже 0,6 (рис. 114, а), что было принято недоступным для нормальной эксплуатации. При разборке насоса после окончания испытаний было обнаружено: а) пластины в пазах ротора, шейки ротора и отверстия втулок бронзовых дисков выработались незначительно; б) на торцах бронзовых дисков образовались канавки (рис. 118, а); на диске, расположенном со стороны задней крышки насоса — глубиной 0,1—0,2 мм, а на противоположном диске — глубиной ~ 0,05 мм; в) наибольший износ внутренней поверхности статора наблюдался в зоне всасывания, когда пластины прижимаются давлением рабочей жидкости к статору (рис. 118, б), причем начало износа (точка 1) соответствует началу всасывания, а конец износа (точка 2) — началу нагнетания, где образуется ступенька высотой ~ 0,1—0,15 мм; г) пластины сработались по высоте примерно на 2 мм.

Насос V-106Е фирмы «Vickers» по конструкции аналогичен насосу Г12-1. Производительность насоса при работе без давления и скорости вращения вала 970 об/мин составляла 7,9 л/мин. Этот насос проработал 6349 ч, хотя уже после 1700 ч работы его объемный к. п. д. упал ниже 0,6. В дальнейшем работоспособность насоса достигалась за счет подтяжки задней крышки. Испытания были закончены при падении объемного к. п. д. до 0,41. Износ деталей имел следующий характер: а) шейки ротора и втулок бронзовых дисков изнашивались незначительно (порядка 0,004 мм); б) торцовые поверхности бронзовых дисков выработались до-



вольно значительно (аналогично износу бронзовых дисков насоса Г12-11А), ступенька 0,06 мм образовалась на диске, расположенном со стороны задней крышки; на втором диске ступенька имела величину 0,03 мм; в) торцовые поверхности ротора изнашивались очень незначительно (на 0,005 мм) и также мало изнашивались пазы в роторе; г) пластины по рабочей кромке изнашивались примерно на 2,3 мм (рис. 118, в); по торцам пластины износ незначителен; на рабочей поверхности пластины, сопряженной с пазом ротора, выработалась канавка глубиной 0,1 мм; по длине пластины сработались неравномерно, по краям образовались гребешки, по форме соответствующие фаскам, выработанным на статоре; д) износ статора по профилю аналогичен износу статора насоса Г12-11А: на статоре образовались ступеньки в местах, соответствующих началу нагнетания (высота ступеньки примерно 0,3 мм); износ происходил также по краям статора, в результате чего образовались фаски радиусом  $\sim 1$  мм.

Насос Г12-23 ( $Q = 35$  л/мин) испытывали в течение 7891 ч) Объемный к. п. д. в начале испытания был 0,88 (рис. 115, а), через 1000 ч работы он возрос до 0,94, а затем, по мере износа деталей снизился к концу испытаний до 0,63.

При разборке насоса после 1620 ч работы был обнаружен следующий износ основных деталей: внутренней поверхности профиля статора — до 0,04 мм; распределительного диска, имеющего шейку, — до 0,002 мм; торца плоского распределительного диска — до 0,003 мм; пластин по высоте — до 0,07 мм.

После окончания испытания насоса было установлено: а) внутренняя поверхность профиля статора изнашивалась до 0,15 мм; в зоне нагнетания на внутреннем профиле образовалась волнистая поверхность с шагом между соседними волнами  $\sim 1$  мм (высота волны 0,1 мм); б) износ торца распределительного диска с шейкой составил 0,012 мм, а плоского распределительного диска — 0,03 мм (изнашивались те места на торцах обоих дисков, по которым скользили ротор и пластины); г) на всех пластинах на задней (по направлению вращения) плоскости выработалась канавка глубиной до 0,07 мм, расположение которой аналогично показанному на рис. 118, в; износ пластин по высоте составил всего 0,1—0,12 мм, значительно изнашивались пластины по толщине в местах соприкосновения с пазами ротора (до 0,3 мм) и незначительно (до 0,015 мм) — по торцам, скользящим по распределительным дискам; д) износ торцов ротора составил 0,01—0,015 мм; значительно изнашивались пазы ротора (0,19—0,4 мм, а в самом узком месте паза 0,01—0,04 мм).

Насос Г12-21А ( $Q = 5$  л/мин) испытывали в течение 7243 ч. Его объемный к. п. д., в начале испытания равный 0,8, через 1000 ч возрос до 0,978, а к концу испытания снизился до 0,7. Через 1600 ч работы был проверен износ деталей насоса. При этом было установлено, что внутренняя поверхность профиля статора имела

износ до 0,08 мм, износ торцов распределительных дисков (плоского и диска с шейкой) составлял по 0,002 мм, износ пластин по высоте — 0,2 мм.

Насос Г12-25А ( $Q = 100$  л/мин) испытывали в течение ~ 1800 ч. За время испытания объемный к. п. д. насоса изменился с 0,965 до 0,83 (рис. 116, а). Через 1282 ч работы насос был разобран для определения износа деталей. Внутренняя поверхность профиля статора имела износ до 0,09 мм; пластины по толщине изнашивались на 0,005 мм, а по высоте на 0,135 мм; износ торца распределительного диска с шейкой составлял 0,002—0,006 мм, а плоского распределительного диска — 0,004—0,008 мм.

Сдвоенный насос 3Г12-41Б испытывали в течение 7788 ч. Он состоял из двух насосов одинаковой производительности (3 л/мин), причем один из насосов (№ 1) имел обычные стальные диски из цементованной стали 20Х (как и у всех ранее рассмотренных насосов со стальными дисками), а другой насос (№ 2) — распределительные диски, изготовленные из стали ШХ15, закаленные до HRC 54—58. Объемный к. п. д. насоса № 1 за время испытаний изменился с 0,78 до 0,76, а насоса № 2 — с 0,79 до 0,59 (рис. 116, в). Износ деталей этого насоса определяли взвешиванием на аналитических весах и измерением деталей до испытаний и после них.

За время испытаний износ деталей насосов № 1 и № 2 в г составил: роторов — 0,095 и 0,0796, статоров — 0,1729 и 0,1524, дисков с шейкой — 0,0146 и 0,0446, плоских дисков — 0,0284 и 0,0364, лопаток (восьми штук) — 0,0783 и 0,0579.

Измерения деталей показали, что износ внутренней поверхности статора не превышает 0,12 мм, износ ротора по высоте не превышает 0,011 мм, износ пазов — 0,01 мм, пластин — 0,02 мм, торцов распределительных дисков — 0,03 мм.

Для насосов Г12-2 и Г12-4 с плавающим распределительным диском наибольшее влияние на снижение объемного к. п. д. оказывает износ торцов дисков и ротора, а для насосов, у которых скорость сильно нагруженных пластин относительно пазов ротора значительна, существенно влияет также износ пластин и пазов ротора; к последним относятся насосы с наибольшей производительностью в ряду типоразмеров, объединенных в общем корпусе (Г12-23, Г12-25А). Характер износа всех этих деталей — абразивный.

Результаты испытаний показывают, что долговечность насосов со стальными распределительными дисками выше, чем насосов с бронзовыми распределительными дисками. Износ торцов распределительных дисков, отнесенный к 1000 ч работы насоса, составлял для насосов с бронзовыми распределительными дисками 0,0165—0,066 мм (насос Г12-11А) и 0,00473—0,00945 мм (насос V-106Е); для насосов со стальными распределительными дисками 0,00152—0,0038 мм (насос Г12-23), 0,00125 мм (насос Г12-21А), 0,00156—0,00625 мм (насос Г12-25А).

Наиболее изнашиваемыми деталями в пластинчатых насосах со стальными дисками являются пластины и статор, однако довольно значительный износ этих деталей не приводит к существенному снижению объемного к. п. д.

Для повышения долговечности пластинчатых насосов в последнее время ведутся работы по изготовлению некоторых ответственных деталей из металлокерамики [41]. Предварительные испытания таких насосов, проведенные в ЭНИМСе и на Елецком заводе «Гидропривод», дали положительные результаты. Так, у испытанного в ЭНИМСе насоса Г12-23, изготовленного Елецким заводом «Гидропривод», в котором из металлокерамики выполнены статор и распределительные диски, после 3200 ч работы при давлении  $63 \text{ кг/см}^2$  и скорости вращения 1500 об/мин объемный к. п. д. понизился с 0,97 до 0,92.

### **ИСПЫТАНИЯ НАСОСОВ С ЦЕЛЬЮ УТОЧНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИЛИ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ**

**Определение пульсации давления и неравномерности подачи.** Качество насоса в значительной степени характеризуется величиной неравномерности подачи и связанной с ней пульсацией давления в напорной магистрали. Поэтому при выпуске насосов новых конструкций обычно проверяют неравномерность подачи насоса или пульсацию давления в напорной магистрали.

Пульсация давления измеряется при положении золотника 3 (см. рис. 111), соответствующем направлению потока рабочей жидкости от насоса на бак.

В качестве безынерционного датчика давления удобно использовать угольный датчик системы ЦНИИТМАШа (рис. 119) [37]. Датчик довольно прост по конструкции, дает стабильные результаты измерений и не требует применения сложной электронной усилительной аппаратуры. В корпусе 1 расположен столбик 2 из нескольких угольных шайб. Столбик сжат при помощи винта 3, который стопорится контргайкой 4. Верхняя угольная шайба отделена от винта 3 прокладкой 6 из слюды и соединена с изолированным от корпуса 1 контактом 5. Нижняя угольная шайба лежит на доннышке корпуса 1; вывод от корпуса присоединен к контакту 7. Давление рабочей жидкости вызывает прогиб доннышка корпуса 1, вследствие чего изменяется сила сжатия угольного столбика 2 и, следовательно, сопротивление этого столбика. В ЦНИИТМАШе разработана серия таких датчиков для различных давлений, различающихся толщиной  $a$  доннышка корпуса 1.

При установке датчика на исследуемый объект используют переходный штуцер, уплотнение между которым и корпусом датчика осуществляется медной прокладкой. При работе с датчиком во избежании деформации корпуса, что может внести погрешности

в результаты измерений, не рекомендуется вывертывать его из штуцера. Угольный датчик 16 включается в одно из плеч измерительного моста (см. рис. 111). Питание к мосту подается от батареи через переменное сопротивление 17, которым изменяют величину тока, подводимого к мосту; сила тока от батареи регистрируется миллиамперметром 18. Перед началом измерений производят уравнивание моста при помощи переменного сопротивления 19; уравнивание производится по миллиамперметру 20, установленному в диагонали моста. После уравнивания диагональ моста переключается при помощи переключателя 21 на вибратор шлейфового осциллографа 22.

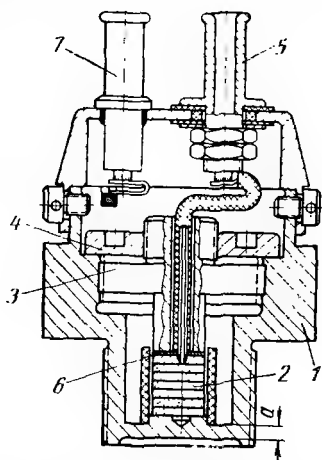


Рис. 119. Угольный датчик давления системы ЦНИИТМАШа

Вместо угольных датчиков могут быть использованы проволоочные тензодатчики, конструкция которых описана в работах [7, 34, 40].

При измерении пульсации давления при помощи осциллографа необходимо правильно выбрать нужный тип вибратора (шлейфа), собственная частота которого должна быть выше частоты пульсации давления. При определении рабочего диапазона частот вибратора (шлейфа) следует пользоваться его частотными характе-

ристиками, полученными экспериментально [37]. Завод-изготовитель рекомендует использовать вибраторы при температуре, близкой к  $20^{\circ}\text{C}$ . Перед началом измерения пульсации давления производят тарировку датчика давления. Для этого можно использовать винтовой пресс для испытания манометров (рис. 120). Вращая маховичок 1, производят заполнение цилиндра 2 винтового пресса маслом из бабка 3, при этом кран 4 должен быть открыт. Затем закрывают кран 4 и вращением маховичка 1 поднимают давление у манометра 5, по которому производят тарировку, и у датчика 6; краны 7 и 8 при этом открыты. Установив нужное давление, производят его запись на осциллографе. При тарировке следует пользоваться теми же самыми проводами для присоединения датчика к мосту, которыми пользуются при осциллографировании колебания давления; применение других проводов приведет к разбалансировке моста.

Чтобы иметь на осциллограмме масштаб времени (для определения частоты пульсации давления), к осциллографу прилагается отметчик времени, дающий кривую частотой 500 гц. Однако при сравнительно небольших скоростях движения пленки (100—250 мм/сек), применяемых обычно при осциллографировании коле-

бания давления в напорной магистрали, более удобно записывать на осциллограмму кривую частотой 50 гц, которую можно получить, соединив один из вибраторов (шлейфов) через гасящее сопротивление с сетью переменного тока.

Для измерения величины давления на осциллограмме записывают линию, соответствующую нулевому давлению; для этого в некоторых осциллографах имеется специальное приспособление; если же такого приспособления нет, то может быть использован один из свободных вибраторов (шлейфов).

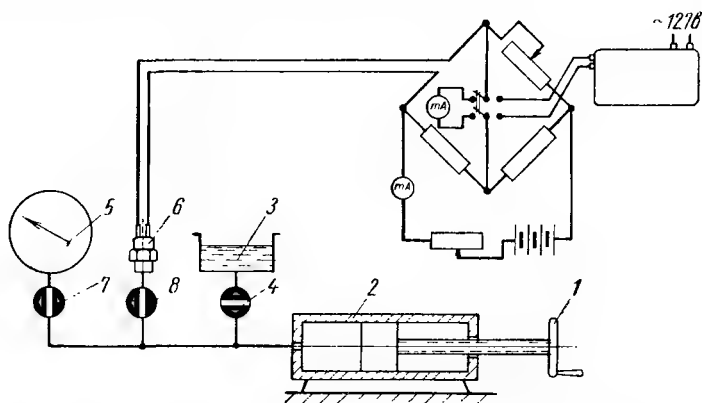


Рис. 120. Схема установки для тарировки датчика давления

Перед началом осциллографирования следует тщательно удалить воздух из внутренней полости датчика давления, а также из всех мест напорной магистрали, где могут оставаться воздушные пузырьки.

На рис. 44 приведена типичная осциллограмма, на которой видны кривая пульсации давления, кривая отметчика времени и нулевая линия.

Пульсация давления в напорной магистрали зависит не только от неравномерности подачи насоса, но также от установленных в напорной магистрали клапанов, распределителей, трубопроводов и др. Поэтому определение неравномерности подачи должно производиться на специальном стенде, где исключается влияние посторонних аппаратов, которые могут являться возбудителями колебаний давления.

В таком стенде давление в напорной магистрали насоса создается при помощи дросселя. Колебание расхода оценивается измерением колебания давления в напорной магистрали перед дросселем, для чего используется датчик давления, например, конструкции, представленной на рис. 119. Для уменьшения влияния трубопровода датчик рекомендуется устанавливать возможно ближе к насосу.

Для дросселя диафрагмового типа максимальный и минимальный мгновенные расходы можно представить следующими уравнениями [28]:

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\max} = Q \sqrt{\frac{p_{\max}}{p_{cp}}}; \quad (241)$$

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\min} = Q \sqrt{\frac{p_{\min}}{p_{cp}}}, \quad (242)$$

где

$Q$  — средний расход рабочей жидкости; при работе насоса под давлением этот расход меньше теоретического расхода  $Q_T$ , определяемого геометрическими размерами насоса, на величину утечек;

$p_{\max}$ ,  $p_{\min}$  и  $p_{cp}$  — соответственно максимальное, минимальное и среднее значения давления по осциллограмме;

$$p_{cp} = \frac{p_{\max} + p_{\min}}{2}. \quad (243)$$

Коэффициент неравномерности подачи  $\delta_n$  с учетом уравнений (241) и (242) приближенно можно определять по формуле

$$\delta_n = \sqrt{\frac{p_{\max}}{p_{cp}}} - \sqrt{\frac{p_{\min}}{p_{cp}}}. \quad (244)$$

**Испытание на пиковую нагрузку.** Работоспособность насоса при пиковой нагрузке проверяют на стенде (рис. 121). От испытуемого насоса 1 рабочая жидкость подается через предохранительный клапан 2 к золотнику 3 с электрическим управлением. При включении электромагнита 5 рабочая жидкость от насоса 1 свободно сливается в бак через трубу 6. При выключении электромагнита 5 и включении электромагнита 4 золотник 3 резко перекрывает ведущий от насоса 1 трубопровод 7. Ввиду инерционности клапана 2 в этот момент происходит резкое повышение давления («пик давления»), которое регистрируется датчиком 9, подключенным к осциллографу 8. Нужная величина пикового давления достигается соответствующей настройкой клапана 2, при этом наблюдение за величиной пикового давления производится по экрану осциллографа 8, а демпфер 10 должен быть закрыт во избежание порчи манометра 11. Переключение электромагнитов 4 и 5 осуществляется конечным выключателем 12, на который воздействует кулачковый диск 13, установленный на выходном валу редуктора 14. Редуктор 14 приводится от асинхронного электродвигателя 15 через клиноременную передачу 16. Меняя шкивы передачи 16, можно получить различную частоту переключения электромагнитов 4 и 5, и, следовательно, различную частоту

пиковых давлений. Вместо ременной передачи 16 и редуктора 14 может быть использован, например, шариковый вариатор.

**Измерение уровня шума насосов и спектрального состава шума.** При исследовании шума необходимо знать не только уровень шума, но и частотный спектр, так как вредное действие шума одного уровня на человеческий организм увеличивается с увеличением частоты шума. Кроме того, знание частотного спектра шума

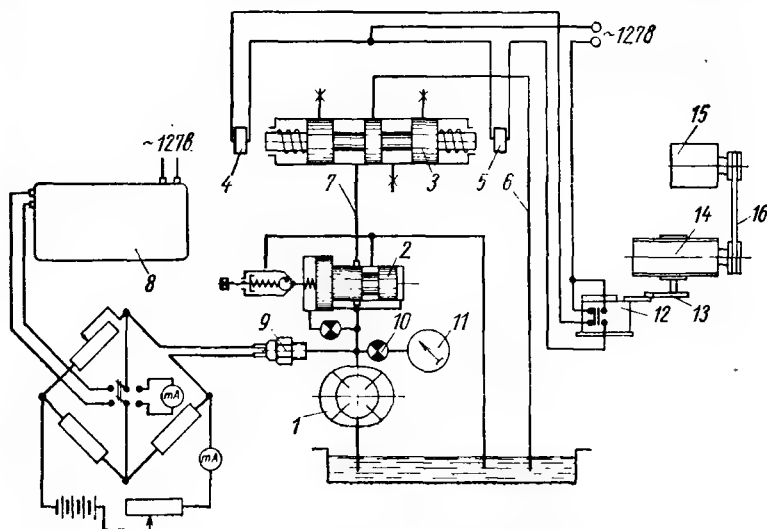


Рис. 121. Схема стенда для испытания насосов на пиковую нагрузку

необходимо для выявления источников шума. Измерение уровня шума производится при помощи объективных шумомеров, при этом важно, чтобы на результаты измерения не влияли посторонние источники шума, находящиеся в том же помещении. Для этого уровень постороннего шума (помех) в помещении в частотной полосе должен быть не менее чем на 10 дБ ниже общего уровня шума насоса и помех. Чтобы в этом убедиться, нужно замерить уровень шума при включенном и выключенном насосе. Если уровень постороннего шума выше указанного, то в показания шумомера должна вноситься поправка, которая вычитается из общего уровня шума насоса и помех. При разности между общим уровнем шума и уровнем помех в частотной полосе от 9 до 6 дБ поправка составляет 1 дБ, а при указанной разности от 5 до 4 дБ она равна 2 дБ. Если разность меньше 4 дБ или уровень помех сильно колеблется, то измерения проводить нельзя (ГОСТ 11870—66).

На результаты измерений могут оказывать влияние и отраженные звуки. Чтобы отраженные звуки не влияли на результаты измерений, микрофон шумомера должен устанавливаться в таком

месте, где при увеличении расстояния между насосом и микрофоном в 2 раза уровень шума понижался бы не менее чем на 4 дБ, а при уменьшении этого расстояния в 2 раза — увеличивался бы не менее чем на 5 дБ.

Известное влияние могут оказывать также шумы от вибрации основания, на котором установлен насос, от электродвигателя, приводящего насос; от вибрации трубопроводов и др. Для снижения влияния этого шума существует ряд способов, которые могут быть использованы [42, 55]. Шум от вибрации основания, на котором установлены насос и электродвигатель, может быть уменьшен установкой их на плите с виброизоляторами [8]. Насос можно также жестко укрепить на массивном виброизолированном фундаменте, вес которого не менее чем в 10 раз превышает вес насоса. Шум от электродвигателя может быть снижен заключением его в звукоизолирующий кожух. Для снижения шума от вибрации трубопроводов следует между насосом и остальной гидросистемой помещать гибкие вставки из резиновых шлангов. В тех случаях, когда при исследовании шума требуется высокая точность, измерения следует производить в специальных акустических камерах [42].

Чтобы можно было сравнивать результаты различных измерений уровня шума, микрофон шумомера должен всегда устанавливаться на одном и том же расстоянии от насоса. Рекомендуется устанавливать микрофон на расстоянии 1 м от насоса (нормаль станкостроения Н89—40). Определение частотного спектра шума производится при помощи шумомера и присоединенного к нему анализатора или спектрометра. Для этой цели может быть использован также набор полосовых фильтров.

При определении частотного спектра при помощи спектрометра на его экране сразу получается изображение уровней шума по всем полосам спектра, причем две соседние полосы обычно различаются частотой в  $1/3$  октавы. Изображение спектра шума, получаемое в виде отдельных светящихся столбиков, может быть сфотографировано на пленку (см. рис. 43). По соотношению высот светящихся столбиков судят о соотношении уровней шума в различных полосах спектра. Таким образом, при помощи спектрометра можно гораздо быстрее, чем при помощи анализатора, определить частотный спектр шума. Это особенно важно, когда необходимо зафиксировать спектр шума кратковременного процесса (например, при испытании насоса на пиковую нагрузку). Недостатками спектрометра являются невозможность получения часто требующихся значений уровней шума на промежуточных частотах внутри третьоктавного интервала, а также громоздкость, что делает его пригодным для измерений лишь в лабораторных условиях.

На основании измерения уровня шума и определения его частотного спектра строится график, который затем сравнивается



с графиками предельно допустимых уровней шума в октавных полосах, в соответствии с санитарными нормами СН 245—63. Технические нормы шума регламентируются нормалью станкостроения Н89—40, поэтому желательно, чтобы спектры шума пластинчатых насосов не превышали значений, указанных в этой нормали (рис. 122).

Результаты испытаний большого количества насосов показывают, что уровень шума увеличивается с увеличением давления нагнетания и скорости вращения вала.

**Кавитационные испытания насосов.** Кавитационные испытания, определяющие всасывающие свойства насосов, проводятся при постоянной и переменной скорости вращения приводного вала.

При кавитационных испытаниях измеряется производительность насоса при постоянном давлении нагнетания и различных значениях вакуума на входе в насос, который создается вентилем 17 (см. рис. 110), включенным в всасывающую магистраль;

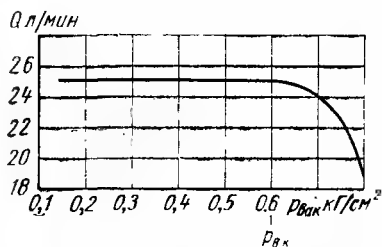


Рис. 123. Кавитационная характеристика насоса БГ12-22 (при постоянной скорости вращения). Масло индустриальное 20, температура 20—31° С, скорость вращения 1500 об/мин, давление нагнетания 1,1 кг/см<sup>2</sup>

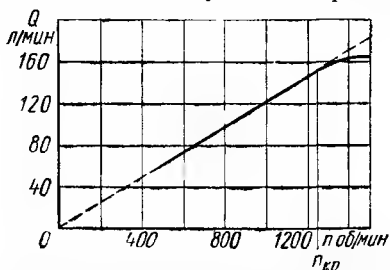


Рис. 124. Кавитационная характеристика насоса Г12-25А (при переменной скорости вращения). Масло индустриальное 20, температура 22—31° С, давление нагнетания 1,6—2,7 кг/см<sup>2</sup>

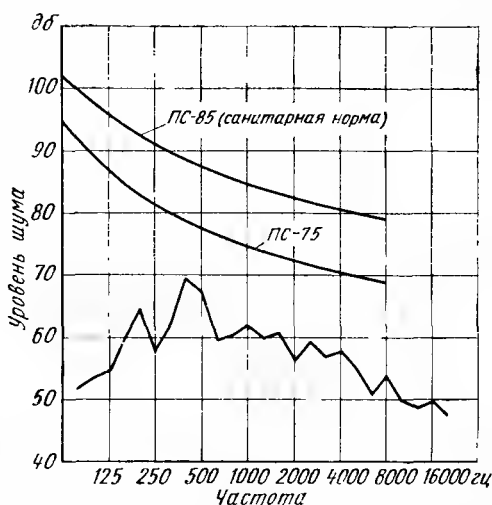


Рис. 122. Спектр шума пластинчатого насоса Г12-23 производительностью 35 л/мин. Масло индустриальное 20, температура 50—52° С

величина вакуума контролируется вакуумметром 18. Кавитационная характеристика, построенная по результатам такого испытания

для насоса БГ12-22, приведена на рис. 123. Горизонтальный участок характеристики соответствует нормальной бескавитационной работе насоса. При некотором значении вакуума на выходе в насос начинается кавитация, что сопровождается снижением производительности; это значение вакуума ( $p_{\text{кр}}$ ) называется критическим. Кавитационные испытания при переменной скорости вращения проводятся без вентиля на всасывающей магистрали. При этих испытаниях измеряют производительность насоса при постоянном давлении нагнетания и различной скорости вращения приводного вала (рис. 124). С увеличением скорости вращения производительность растет пропорционально числу оборотов до некоторой скорости, называемой критической ( $n_{\text{кр}}$ ), после чего увеличение производительности вследствие кавитации замедляется.

Таким образом, на основании кавитационных испытаний определяют наибольший допустимый вакуум на входе в насос и наибольшую допустимую скорость вращения.

### ПРИЕМОЧНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГИДРОМОТОРОВ

Перед снятием характеристики гидромоторы подвергаются обкатке. Гидромоторы МГ16-1 обкатываются при скорости вращения 1000 об/мин вхолостую в течение 30 мин, при половинной нагрузке — 30 мин, при полной нагрузке — 1 ч, в режиме реверсирования — 15 мин. Обкатку (кроме реверсирования) производят на стенде (рис. 125), но нагрузка создается не колодочно-ленточным тормозом, а генератором постоянного тока, вместо которого могут быть использованы порошковый [11, 24], гидравлический [5] или электроиндукционный [32] тормозы. Регулирование скорости вращения гидромотора и предохранение системы от перегрузки осуществляются при помощи дросселя с регулятором и предохранительным клапаном 2. Число оборотов измеряется тахометром 16. Манометр 3, включенный через демпфер 15, показывает давление в напорной магистрали. Температура жидкости в баке 14 измеряется термометром 13. Вместо нерегулируемого насоса и дросселя с регулятором и предохранительным клапаном к золотнику 5 может быть подключен регулируемый насос 1 с предохранительным клапаном 2 (рис. 125, б).

**Измерение мощности, крутящего момента и к. п. д.** Снятие характеристики гидромотора производится на стенде (рис. 125). Золотник 8 с ручным управлением (с открытым центром) направляет поток рабочей жидкости из гидромотора 6 в резервуар 14 или в мерный бак 11. При помощи секундомера измеряется расход жидкости, проходящей через гидромотор. Жидкость из мерного бака сливается через спускной кран 12. Наружные утечки жидкости из гидромотора измеряются мензуркой 4.

На валу гидромотора 6 насажен шкив 7, на котором колодочно-ленточным тормозом 9 создается нагрузка. Сила при этом

измеряется весами 10. Изменение направления вращения гидромотора 6 осуществляется золотником 5 с ручным управлением (с открытым центром).

Колодочно-ленточный тормоз (рис. 126, а) имеет рычаг 1, к которому на проушинах 2 крепится тормозная лента 3, обжимающая шкив тормоза. Другой конец ленты 3 закреплен на стержне 4.

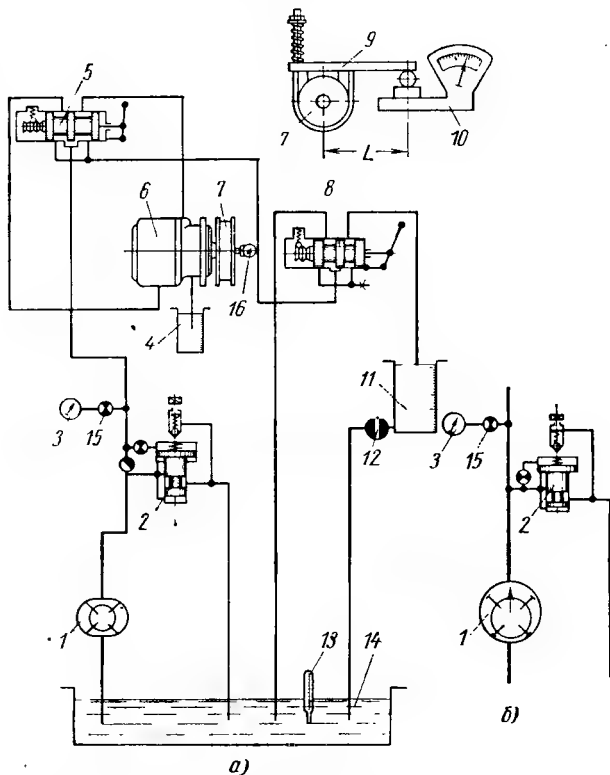


Рис. 125. Схема стэнда для испытания пластинчатых гидромоторов:

а — с регулируемым насосом; б — с насосом с переключением направления вращения

Нагружение гидромотора осуществляется навинчиванием на стержень 4 планки 5, которая сжимает пружину 6 и тем самым увеличивает силу прижима ленты 3 к тормозному шкиву. Сверху к тормозному шкиву прижимается закрепленная на рычаге 1 колодка 7 с обкладкой 8 из тормозной ленты. При испытании нагрузка от рычага 1 на платформочку весов передается через шарик, помещенный в углубление детали 9, закрепленной на рычаге 1. При измерении крутящего момента рычаг 1 должен располагаться горизонтально. Для плавной и спокойной работы колодочно-ленточ-

ного тормоза лента 3 и обкладка 8 перед испытанием смазываются густой смазкой. Тормозной шкив (рис. 127, б) имеет кольцевую камеру 1, куда при испытании наливается вода для предотвращения перегрева тормоза. При снятии характеристики гидромотора можно применять для создания нагрузки вместо колодочно-ленточного тормоза порошковый тормоз типа ПТ [11]; использовать гидравлический тормоз, электроиндукционный тормоз или генератор постоянного тока нельзя, так как эти нагружающие устройства при малых числах оборотов резко снижают тормозной крутящий момент.

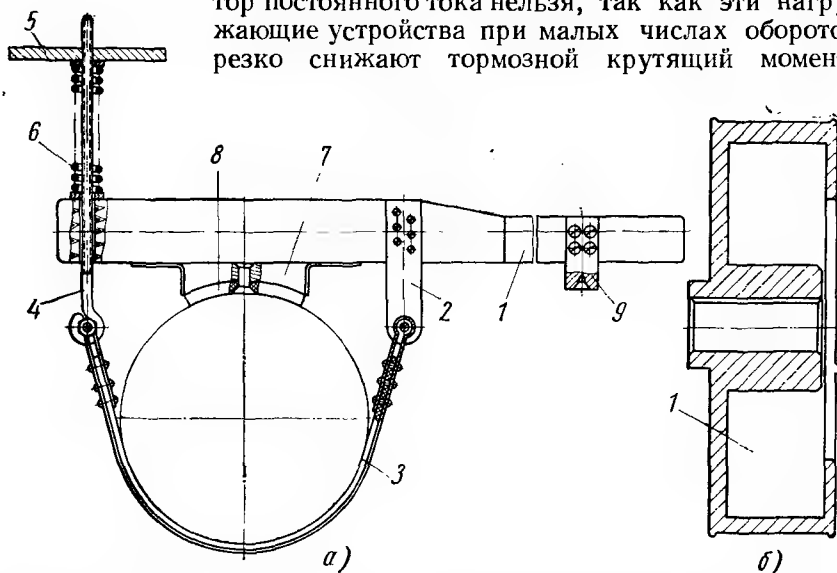


Рис. 126. Колодочно-ленточный тормоз (а) и шкив (б) для нагружения пластинчатых гидромоторов

В связи с этим трудно нагрузить гидромотор, работающий на нижнем пределе чисел оборотов, номинальным крутящим моментом.

При измерении крутящего момента его величина подсчитывается по уравнению

$$M_{кр} = (G - G_r) l \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad (245)$$

где  $G$  — показания весов при испытании в кг;

$G_r$  — показания весов при отпущенном тормозе и остановленном гидромоторе в кг;

$l$  — плечо тормоза в м.

Эффективная мощность

$$N_z = \frac{M_{кр} n_p}{974} \text{ кВт}, \quad (246)$$

где  $n_p$  — число оборотов в минуту вала гидромотора под нагрузкой, измеряемое тахометром.

Потребляемая гидромотором мощность

$$N_n = \frac{p_n Q_p}{612} \text{ квт}, \quad (247)$$

где  $p_n$  — давление нагнетания в  $\text{кг/см}^2$ ;

$Q_p$  — суммарный расход жидкости в  $\text{л/мин}$ , протекающий через гидромотор и дренажное отверстие при давлении  $p_n$ .

Эффективный к. п. д. гидромотора

$$\eta_\Delta = \frac{N_\Delta}{N_n}. \quad (248)$$

Объемный к. п. д. гидромотора

$$\eta_o = \frac{Q_o}{Q_p} \cdot \frac{n_p}{n_o}, \quad (249)$$

где  $Q_o$  — суммарный расход в  $\text{л/мин}$  через гидромотор и дренажное отверстие при  $M_{кр} \approx 0$ ;

$n_o$  — число оборотов в минуту гидромотора при  $M_{кр} \approx 0$ .

Характеристика гидромотора МГ16-15А, построенная на основании результатов испытаний, приведена на рис. 68.

Механический к. п. д.  $\eta_m$  гидромотора может быть определен по уравнению (237), а расчетный крутящий момент — по уравнению (64).

Представляет интерес также падение числа оборотов гидромоторов в зависимости от нагрузки (жесткость характеристики). Для его определения число оборотов в минуту  $n_p$  гидромотора под нагрузкой, полученное при испытании (измеренное тахометром), следует привести к числу оборотов в минуту при  $M_{кр} \approx 0$ , т. е. исключить влияние изменения расхода рабочей жидкости, поступающей к гидромотору при увеличении нагрузки, на изменение числа оборотов гидромотора. Приведение числа оборотов производится по уравнению

$$n_{np} = n_p \frac{Q_o}{Q_p} \text{ об/мин}. \quad (250)$$

**Испытания на долговечность.** При испытаниях на долговечность пластинчатых гидромоторов, как и при испытании насосов, обычно определяется зависимость изменения их объемного к. п. д. от продолжительности испытаний. Испытания на долговечность производят на стенде, смонтированном по схеме, представленной на рис. 125. При этих испытаниях гидромоторы МГ16-1 работают при номинальном рабочем давлении и скорости вращения вала, причем каждые 100 ч измеряется объемный к. п. д. При выявлении какого-либо дефекта, который выводит гидромотор из строя, испытания прекращают и после устранения дефекта повторяют вновь в полном объеме. При длительных испытаниях

на долговечность для создания нагрузки на валу гидромотора, как и при обкатке гидромоторов, могут быть использованы вместо генератора порошковый [11], гидравлический [5] или электроиндукционный [32] тормозы. На рис. 127 представлены графики изменения объемного к. п. д. в зависимости от времени работы, полученные в ЭНИМСе при испытании пластинчатых гидромоторов МГ16-12 с крутящим моментом 1,25 кГ·м и МГ16-15А

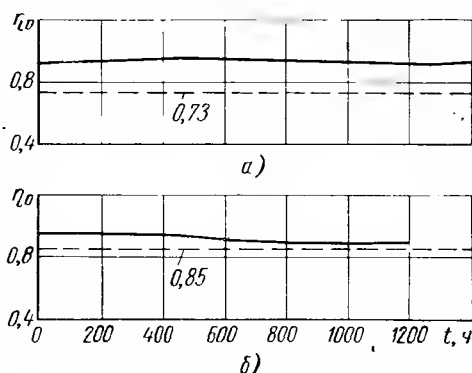


Рис. 127. Изменение объемного к. п. д.  $\eta_v$  в зависимости от времени  $t$  испытания пластинчатых гидромоторов МГ16-1:

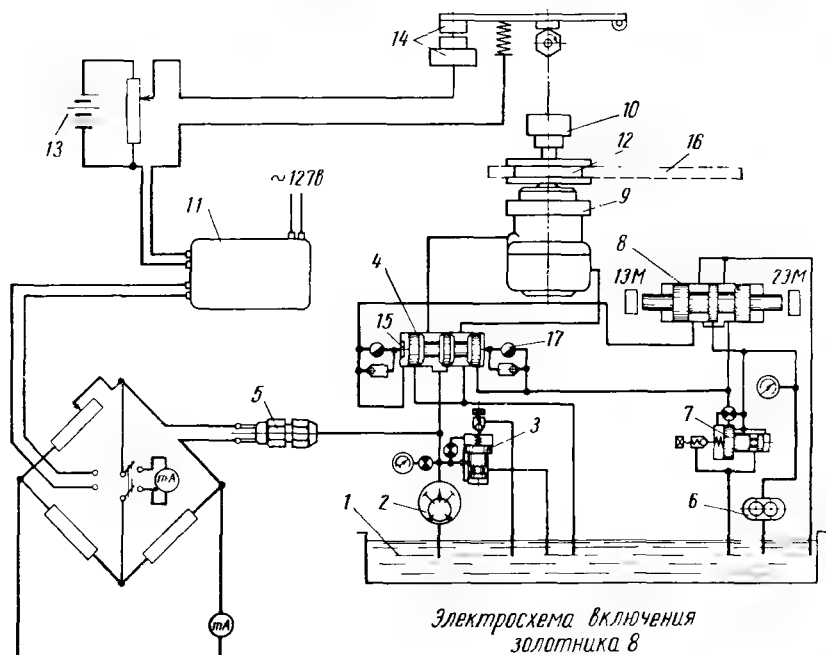
а — для гидромотора МГ16-12 (мощностью 1,2 кВт); б — для гидромотора МГ16-15А (мощностью 7,5 кВт); штриховой линией обозначен объемный к. п. д. по техническим условиям для новых гидромоторов

с крутящим моментом 7,5 кГ·м; испытание производилось на масле индустриальное 20. Объемный к. п. д. измерялся при температуре масла +50°C.

**Испытание в режиме реверсирования.** Испытание в режиме реверсирования производят на стенде, собранном по схеме, изображенной на рис. 128. Число оборотов гидромотора 9 устанавливают при выключенном механизме реверсирования изменением производительности насоса 2. Затем включают механизм реверсирования и производят настройку предохранительного клапана 3.

При настройке предохранительного клапана 3 необходимо следить по экрану осциллографа 11, чтобы пиковое давление в моменты реверса гидромотора не превышало допустимых значений (для гидромоторов МГ16-1 допускаемое пиковое давление составляет 63 кГ/см<sup>2</sup>). Датчик давления 5 должен быть предварительно протарирован, как указывалось выше. Реверс гидромотора 9 осуществляется при переключении золотника 4 с гидравлическим управлением. В линию управления этого золотника рабочая жидкость поступает от вспомогательного насоса 6 через золотник 8 с электрическим управлением. Управление электромагнитами 1ЭМ и 2ЭМ золотника 8 производится при помощи двух реле времени 1РВ и 2РВ через промежуточное реле РП. В качестве реле времени могут быть использованы пневматические реле времени типа РВП. Электросхема включения реле времени 1РВ и 2РВ показана на рисунке. Для фиксирования времени реверса гидромотора предназначен датчик скорости вращения, в качестве которого используется прерыватель 10, соединенный с валом гидромотора, разрывающий электрическую цепь несколько раз за один оборот вала гидромотора. Ток к прерывателю подводится от бата-

рен 13 через потенциометр 19 который настраивают таким образом, чтобы на экране осциллографа получилось желаемое расстояние (по вертикали) между линией, соответствующей замкнутому положению контактов 14 прерывателя 10, и линией, соответствующей



Электросхема включения золотника 8

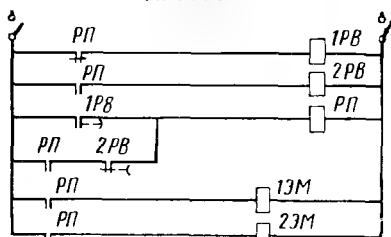


Рис. 128. Схема стенда для испытания пластинчатых гидромоторов в режиме реверсирования и на пуск под нагрузкой:

1 — бак; 2 — регулируемый насос; 3 — малоинерционный предохранительный клапан; 4 — реверсивный золотник с гидравлическим управлением с открытым центром; 5 — датчик давления; 6 — вспомогательный насос; 7 — предохранительный клапан вспомогательного насоса; 8 — золотник с электрическим управлением; 9 — испытываемый гидромотор; 10 — датчик скорости вращения вала гидромотора (прерыватель); 11 — шлейфовый осциллограф; 12 — шкив ленточного тормоза (или маховик); 13 — батарея; 14 — контакты прерывателя; 15 — упор золотника; 16 — колодочно-ленточный тормоз; 17 — дроссель золотника; 18 — манометр; 19 — потенциометр

разомкнутому положению этих контактов. Пропускаемый через вибратор (шлейф) осциллографа ток не должен превышать допускаемые значения, указанные в паспорте вибратора. При равномерном вращении вала гидромотора на осциллограмме получаются

штрихи равной длины. При разгоне и торможении получаются штрихи увеличенной длины. Для получения на осциллограмме масштаба времени при осциллографировании процесса реверса включают отсчетчик времени осциллографа 11.

Испытание в режиме реверсирования производится при 15—20 реверсах в минуту. При реверсировании гидромотора инерционная нагрузка на его валу создается при помощи маховика 12.

Моменты инерции маховиков принимаются примерно равными половине моментов инерции роторов асинхронных электродвигателей соответствующей мощности. Размеры маховиков рассчитывают по уравнению [3]

$$J = \frac{1.25 \cdot 10^4}{g} l (r_1^4 - r_2^4) \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2, \quad (251)$$

где

$J$  — момент инерции маховика в  $\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$ ;

$l$  — ширина маховика в  $\text{м}$ ;

$r_1$  и  $r_2$  — наружный и внутренний радиусы маховика в  $\text{м}$ ;

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2$  — ускорение силы тяжести.

Теоретическую зависимость времени реверса гидромотора от момента инерции при постоянной величине углового ускорения можно вычислить из выражения, определяющего время разгона (или торможения):

$$t = \frac{\omega}{\varepsilon} \text{ сек},$$

где  $\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ сек}^{-1}$  — угловая скорость;

$\varepsilon = \frac{M_{кр}}{J_m} \text{ сек}^{-2}$  — угловое ускорение;

$n$  — число оборотов вала гидромотора в минуту;

$M_{кр}$  — крутящий момент, развиваемый гидромотором, в  $\text{кг} \cdot \text{м}$ ;

$J_m$  — момент инерции вращающихся масс самого гидромотора в  $\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$ .

Приняв время реверса равным удвоенному времени разгона (или торможения), получим

$$t_{рев} = \frac{2\pi n J_m}{30 M_{кр}} = \frac{0,209 n J_m}{M_{кр}} \text{ сек}. \quad (252)$$

Время реверса гидромотора с дополнительно приводимыми во вращение массами

$$t_{рев} = \frac{0,209 n (J_m + J_{пр})}{M_{кр}} \text{ сек}, \quad (253)$$

где  $J_{пр}$  — приведенный к валу гидромотора момент инерции вращающихся масс в  $\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$ .



Результаты расчета времени реверса по уравнению (253) для гидромоторов МГ16-1 при скорости вращения вала 1000 об/мин в зависимости от приведенного к валу гидромотора момента инер-

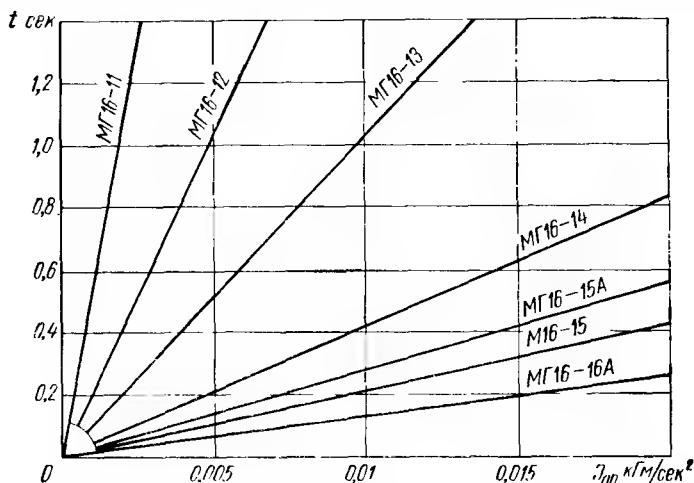


Рис. 129. Теоретическая зависимость времени реверса пластинчатых гидромоторов от приведенного момента инерции привода  $J_{пр}$  без учета моментов инерции роторов гидромоторов; скорость вращения вала 1000 об/мин

ций представлены графически на рис. 129. Ввиду ничтожной величины моментов инерции роторов гидромоторов при расчете они не учитываются.

### ИСПЫТАНИЯ ГИДРОМОТОРОВ С ЦЕЛЬЮ УТОЧНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИЛИ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ

Испытание на пуск под нагрузкой производится по схеме, представленной на рис. 128, в которой в данном случае используется колодочно-ленточный тормоз 16 (показан штриховой линией), а реверсивный золотник 4 с гидравлическим управлением при помощи дополнительного упора 15 регулируется таким образом, чтобы золотник мог перемещаться из крайнего правого (на схеме) положения в среднее и затем опять в то же самое крайнее положение и т. д. Таким образом, вал гидромотора будет вращаться только в одну сторону (при крайнем положении реверсивного золотника 4), а при среднем положении реверсивного золотника 4 вал гидромотора будет неподвижен. При вращении вала гидромотора колодочно-ленточным тормозом создается нагрузка на валу, на котором теперь вместо маховика установлен тормозной шкив. Величину нагрузки определяют по давлению рабочей жидкости в напорной магистрали, которое можно наблюдать по манометру 18

и по экрану осциллографа 11. При нагружении гидромотора по экрану осциллографа следует следить за тем, чтобы пиковое давление в момент переключения золотника 4 не превышало допустимого. Величину пикового давления можно снизить, уменьшая давление, развиваемое вспомогательным насосом 6, которое регулируется клапаном 7, или затягивая дроссель 17, через который вытесняется рабочая жидкость из-под торца золотника 4. Время разгона гидромотора определяется при помощи прерывателя 10, как указывалось выше. При этом испытании также может быть применена схема с нерегулируемым насосом и дросселем с регулятором и предохранительным клапаном.

### РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ СХЕМЫ ИСПЫТАНИЯ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ

При испытании на долговечность мощных насосов и гидромоторов предпочтительно использовать регенеративные схемы, в которых напорная магистраль насоса соединена с гидромотором, а вал насоса соединен с валами электродвигателя и гидромотора. При этом гидромотор возвращает часть мощности на ведущий вал насоса, а электродвигатель должен иметь мощность, достаточную лишь для компенсации потерь. При испытании по регенеративным схемам можно одновременно испытывать на долговечность и насос, и гидромотор или только насос (гидромотор в этом случае используется лишь для возврата мощности), либо только гидромотор (насос при этом используется для подачи рабочей жидкости в гидромотор). В этих случаях для проведения испытаний требуется меньшая мощность электродвигателя, чем при испытании по обычным схемам (нерегенеративным). Кроме экономии электроэнергии, при испытании насосов по регенеративным схемам выделяется меньше тепла, что облегчает поддержание постоянной температуры рабочей жидкости в стенде. В зависимости от условий испытания могут быть использованы различные регенеративные схемы [54]. В простейшей регенеративной схеме (рис. 130, а) электродвигатель 3 имеет двусторонний приводной вал. К электродвигателю с одной стороны присоединен насос 4, а с другой — гидромотор 5. Напорная магистраль насоса соединена с входом гидромотора. Для проведения испытания по такой схеме необходимо, чтобы производительность насоса была несколько больше, чем расход гидромотора; при этом давление в системе устанавливается по манометру 2 при помощи предохранительного клапана 1, через который излишек рабочей жидкости сливается в бак.

Непосредственное присоединение насоса и гидромотора к валу электродвигателя возможно лишь в том случае, когда скорость испытываемых гидравлических агрегатов равна скорости вращения вала электродвигателя. В противном случае применяют ременную или цепную передачу 1 с соответствующим передаточным отношением (рис. 130, б). В описанных схемах расход гидромотора не-

сколько меньше, чем производительность насоса. Если же расход гидромотора равен или несколько больше производительности насоса, то может применяться схема, представленная на рис. 130, в. Здесь в напорную магистраль испытуемого насоса 1 подается рабочая жидкость также от вспомогательного насоса 2, приводимого от электродвигателя 3. Если же расход гидромотора более значительно отличается от производительности насоса, то можно использовать схему, представленную на рис. 130, г, где применяется

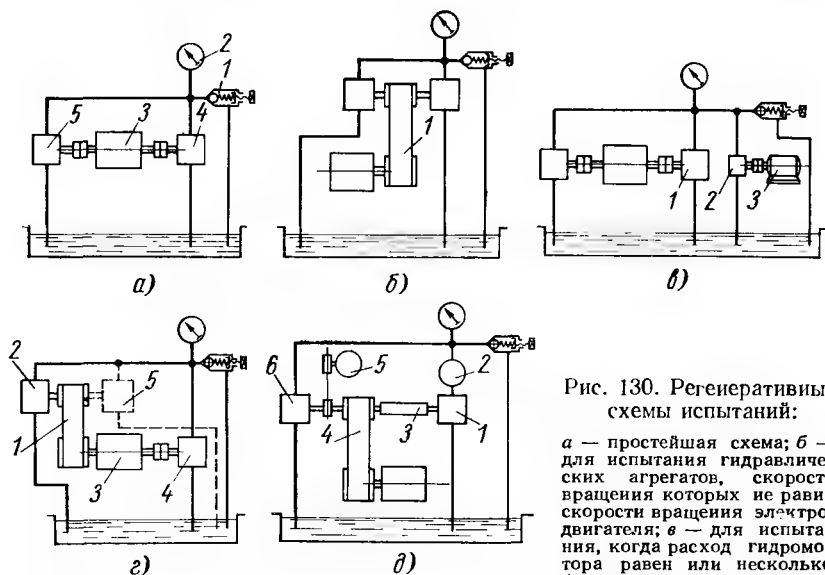


Рис. 130. Регенеративные схемы испытаний:

а — простейшая схема; б — для испытания гидравлических агрегатов, скорость вращения которых не равна скорости вращения электродвигателя; в — для испытания, когда расход гидромотора равен или несколько больше производительности насоса; г — для испытания, когда расход гидромотора меньше производительности насоса; д — стенда для снятия характеристики насоса

насоса; г — для испытания, когда расход гидромотора меньше производительности насоса; д — стенда для снятия характеристики насоса

повышающая или понижающая ременная передача 1 между гидромотором 2 и электродвигателем 3, причем передаточное отношение этой ременной передачи выбирается таким образом, чтобы расход гидромотора 2 был несколько меньше производительности насоса 4. Для случая, когда расход гидромотора намного меньше производительности насоса, можно использовать два гидромотора 2 и 5, присоединенные к общему валу и через ременную передачу — к электродвигателю.

Регенеративная схема может быть использована и при снятии характеристики насоса (рис. 130, д). В этом случае производительность насоса 1 измеряется расходомером 2, установленным на выходе из насоса. Крутящий момент измеряется при помощи торсионного датчика 3, расположенного между ведущим шкивом ременной передачи 4 и насосом 1. Скорость вращения измеряется

тахометром 5. По аналогичной схеме, переставив датчик 3 и расходомер 2, можно производить снятие характеристики гидромотора 6.

### ПРИМЕНЕНИЕ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПЛАСТИНЧАТЫХ НАСОСОВ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Насосы отечественного производства Г12-1, Г12-2, Г12-4 и БГ12-2 предназначены для работы на чистых минеральных маслах марок индустриальное 20, индустриальное 30 (ГОСТ 1707—51) или турбинное 22 (ГОСТ 32—53) при температуре масла от  $+10^{\circ}$  до  $+50^{\circ}$  С.

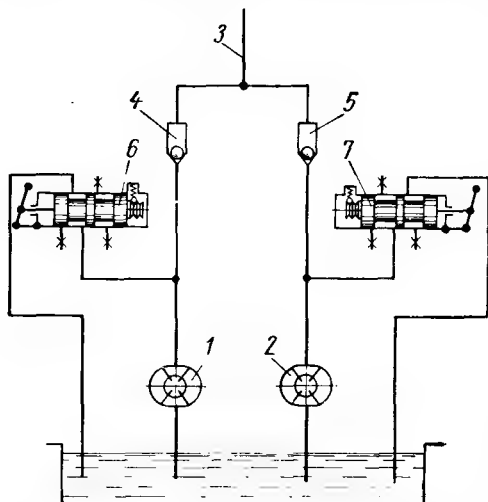


Рис. 131. Схема присоединения двоиного пластинчатого насоса для осуществления ступенчатого регулирования скорости рабочих органов

Так как пластинчатые насосы являются нерегулируемыми, то при необходимости регулирования расхода жидкости в гидросистеме применяют:

1. Бесступенчатое регулирование скорости рабочих органов, осуществляемое дросселированием. Для этой цели могут быть применены дроссели Г77-1 и Г77-3, дроссели с регулятором Г55-2 и Г55-3, дроссели с регулятором и предохранительным клапаном Г55-1 [13].

2. Ступенчатое регулирование скорости рабочих органов, осуществляемое, например, при использовании двоиного насоса

(рис. 131). Сдвоенный насос имеет насос 1 большей производительности и насос 2 меньшей производительности. Оба насоса соединены с напорной магистралью 3, ведущей в систему, через обратные клапаны 4 и 5. Перед обратными клапанами имеются ответвления, на которых установлены золотники 6 и 7, которые могут быть выполнены с ручным, гидравлическим, электрическим или электрогидравлическим управлением. Вместо золотников могут быть применены также краны. Когда оба золотника 6 и 7 закрыты, вся рабочая жидкость от обоих насосов подается в магистраль 3. Когда золотник 6 закрыт, а золотник 7 открыт, в магистраль 3 подается рабочая жидкость лишь от насоса 1, а насос 2 разгружается на бак; обратный клапан 5 при этом закрыт. Если золотник 7 закрыт, а золотник 6 открыт, то на бак разгружается насос 1,

а насос 2 подает рабочую жидкость в гидросистему. Таким образом можно получить три различных скорости рабочего органа. Если необходимо получить быстрое перемещение рабочего органа с малым усилием (при низком давлении) и медленное перемещение с большим усилием (при высоком давлении), то следует применять двоянный насос и разделительную панель Г53-1.

3. Комбинированное регулирование, представляющее собой сочетание ступенчатого и дроссельного регулирования.

При составлении гидросхем рекомендуется применять гидроаппараты и гидромоторы, выпускаемые промышленностью централизованно.

При выборе типоразмера насоса следует учитывать требуемые производительность и рабочее давление, а также условия монтажа. Насосы Г12-2 и Г12-1 выпускают производительностью от 5 до 200 л/мин, а насосы Г12-4 — от 3 до 12 л/мин. Рабочее давление этих насосов — до 63 кг/см<sup>2</sup>. Насосы Г12-4 предназначены для применения в гидроприводах машин, в которых требуются минимальные габариты и вес.

Производительность насосов БГ12-2 — от 5 до 200 л/мин, а рабочее давление — до 125 кг/см<sup>2</sup>.

Технические данные насосов, выпускаемых отечественной промышленностью, приведены в литературе [15, 17, 29] и в ГОСТе 13167—67.

Пластинчатые насосы в одинарном исполнении предназначены для гидроприводов, в которых рабочая жидкость подается в гидросистему одним потоком. В гидроприводах, где требуется подача рабочей жидкости двумя независимыми потоками, применяются двоянные насосы.

**Определение производительности насоса.** В технической характеристике насоса обычно указывается номинальная производительность и объемный к. п. д., соответствующие работе насоса на номинальном давлении нагнетания, номинальном числе оборотов и определенной вязкости рабочей жидкости.

Производительность при работе насоса на других режимах может быть с достаточной для практики точностью подсчитана на основании следующих допущений: 1) производительность и объемный к. п. д. насоса при изменении давления нагнетания изменяются по линейному закону; 2) величина уменьшения производительности при повышении давления нагнетания не зависит от числа оборотов вала насоса.

Производительность насоса в л/мин при измененных величинах давления нагнетания и числа оборотов может быть подсчитана по формуле

$$Q_{нн} = \frac{Q_n}{\eta_{он}} \left[ \frac{n_{нн}}{n_n} - (1 - \eta_{он}) \frac{p_{нн}}{p_n} \right], \quad (254)$$

где  $Q_{nn}$  — производительность насоса при измененных величинах давления нагнетания и числа оборотов в  $л/мин$ .

$Q_n$  — номинальная производительность насоса при номинальном числе оборотов и номинальном давлении нагнетания в  $л/мин$ ;

$n_{nn}$  и  $n_n$  — соответственно измененное и номинальное число оборотов в минуту;

$\eta_{он}$  — объемный к. п. д. при номинальном числе оборотов и номинальном давлении нагнетания;

$p_{nn}$  и  $p_n$  — соответственно измененное и номинальное давление нагнетания в  $кг/см^2$ .

Если производительность насоса должна вычисляться исходя из заданной величины рабочего объема, то с учетом сделанных выше допущений для расчета может быть предложена формула

$$Q_{nn} = W 10^{-3} \left[ n_{nn} - n_n (1 - \eta_{он}) \frac{p_{nn}}{p_n} \right], \quad (255)$$

где  $W$  — рабочий объем насоса в  $см^3/об$ .

При выборе числа оборотов для определения производительности следует иметь в виду, что насосы могут работать в диапазоне чисел оборотов, указанном в их технической характеристике [17].

**Определение потребляемой насосом мощности.** Мощность, потребляемая насосами при работе на номинальных режимах, указана в их технических характеристиках [17]. Величина потребляемой мощности насосов, работающих при давлении нагнетания ниже номинального, может быть определена по формуле

$$N_n = \frac{N_э}{\eta_э}, \quad (256)$$

где  $N_э$  — эффективная мощность насоса, определяемая по уравнению (234);

$\eta_э$  — эффективный к. п. д. насоса, соответствующий выбранной величине давления нагнетания  $p_n$  (графики зависимости эффективного к. п. д. некоторых пластинчатых насосов от давления нагнетания, полученные при испытании этих насосов в ЭНИМСе, приведены на рис. 64 и 66).

Для ускорения расчета потребляемой и эффективной мощности по уравнениям (234) и (256) можно пользоваться номограммой, приведенной на рис. 132 [17, 25].

**Пример пользования номограммой.** Дано:  $p_{nn} = 20 \text{ кг/см}^2$ ;  $Q_p = 100 \text{ л/мин}$ ;  $\eta_э = 0,7$ . Соединяем прямой линией точку на шкале  $p_n$  с пометкой 20 с точкой на шкале  $Q_p$  с пометкой 100. Полученная точка пересечения этой прямой со шкалой  $N_э$  пока-

зывает, что эффективная мощность равна 3,25 *квт*. Далее соединяем эту точку с точкой на шкале  $\eta_z$  с пометкой 0,7. Пересечение этой прямой со шкалой  $N_n$  дает ответ:  $N_n = 4,7$  *квт*.

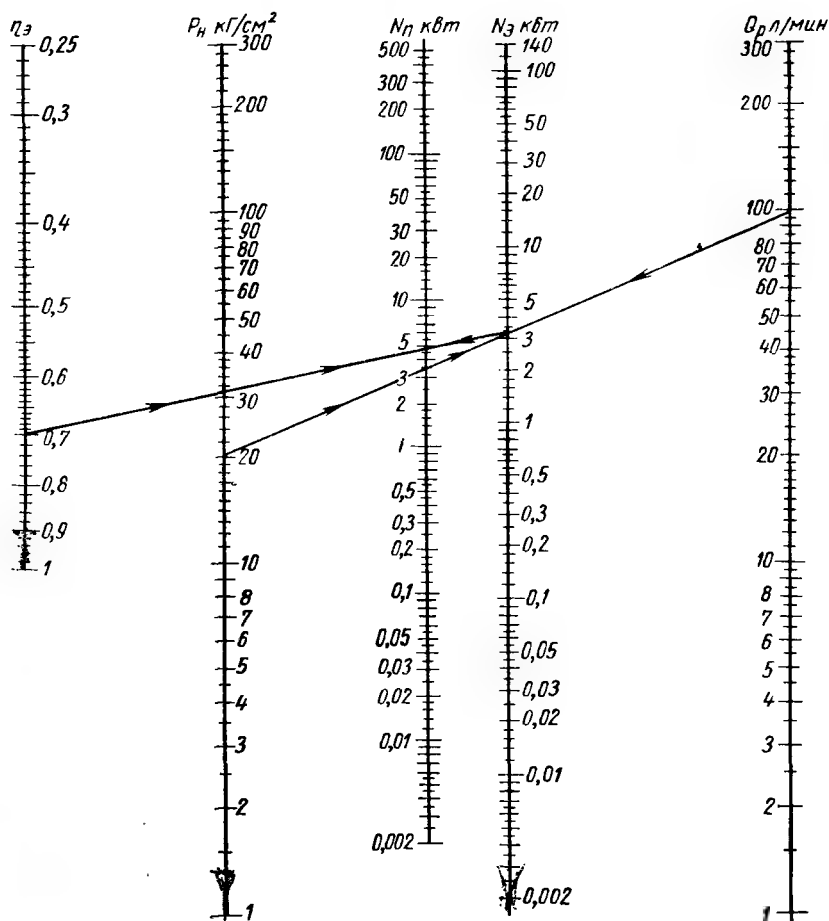


Рис. 132. Номограмма для расчета потребляемой и эффективной мощности

Потребляемую мощность сдвоенного насоса  $N_{nc}$  можно определить как сумму потребляемых мощностей каждым из насосов, подсчитанных по уравнению (256):

$$N_{nc} = N_{n1} + N_{n2}. \quad (257)$$

В случае отсутствия данных о величинах эффективного к. п. д. при различных давлениях нагнетания, потребляемая мощность может быть подсчитана с достаточной для практических целей

точностью по известным величинам потребляемой мощности при номинальном и нулевом давлении нагнетания:

$$N_n = N_{n0} + (N_{n \text{ ном}} - N_{n0}) \frac{p_{нн}}{p_n}, \quad (258)$$

где  $N_{n0}$  — потребляемая насосом мощность при  $p_n = 0$ ;  
 $N_{n \text{ ном}}$  — потребляемая насосом мощность при номинальном давлении нагнетания.

Ниже приведены величины потребляемой мощности  $N_{n0}$ , полученные при испытаниях насосов Г12-2 на масле промышленное 20 с температурой  $t \approx 50^\circ \text{C}$  при  $n \approx 1000 \text{ об/мин}$ , которые могут быть использованы при расчете потребляемой мощности  $N_n$  по уравнению (258).

|                                                                                           |         |         |         |        |         |         |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|---------|---------|---------|--------|---------|---------|
| Насос . . . . .                                                                           | Г12-21А | Г12-22А | Г12-23А | Г12-23 | Г12-24А | Г12-25А |
| Потребляемая мощность $N_{n0}$ в <i>квт</i> при давлении нагнетания $p_n \approx 0$ . . . | 0,13    | 0,15    | 0,21    | 0,25   | 0,50    | 0,90    |

**Выбор трубопровода.** Для спокойной работы насоса большое значение имеют размеры труб и их конфигурация. Трубы должны быть по возможности короткими с минимальным количеством изгибов; изгибы должны быть плавными.

Установка на всасывающем трубопроводе каких-либо дополнительных соединений не рекомендуется, так как это может привести к засасыванию воздуха при работе насоса. Присоединение всасывающего трубопровода к штуцеру насоса должно иметь надежное уплотнение, исключающее возможность засасывания воздуха.

Следует иметь в виду также возможность засасывания воздуха в гидросистему через неплотности сливных трубопроводов, где из-за сужения потока может происходить местное понижение давления ниже атмосферного. Поэтому все соединения сливных трубопроводов также должны иметь надежное уплотнение.

Необходимый диаметр трубопровода можно определять по уравнению

$$d = \sqrt[3]{\frac{21,22 \cdot Q}{v}}, \quad (259)$$

где  $Q$  — расход рабочей жидкости через трубопровод в *л/мин*;  
 $v$  — средняя скорость течения рабочей жидкости в трубопроводе в *м/сек*. Для всасывающих трубопроводов эта скорость не должна превышать 1,5—2 *м/сек*, а для нагнетательных и сливных трубопроводов — 4—5 *м/сек* (большие значения соответствуют коротким трубопроводам).

Для приближенных расчетов по уравнению (259) можно пользоваться номограммой, приведенной на рис. 133 [17, 25].



*Пример пользования номограммой.* Требуется найти диаметр трубопровода при  $Q = 600$  л/мин и  $v = 1$  м/сек. Для этого соединяем прямой линией точку  $Q = 600$  л/мин с точкой  $v = 1$  м/сек. Пересечение этой линии со шкалой  $d$  дает ответ:  $d = 112$  мм.

На средней шкале номограммы кроме значений  $d$  нанесены также значения площади  $F$  проходного сечения трубопровода

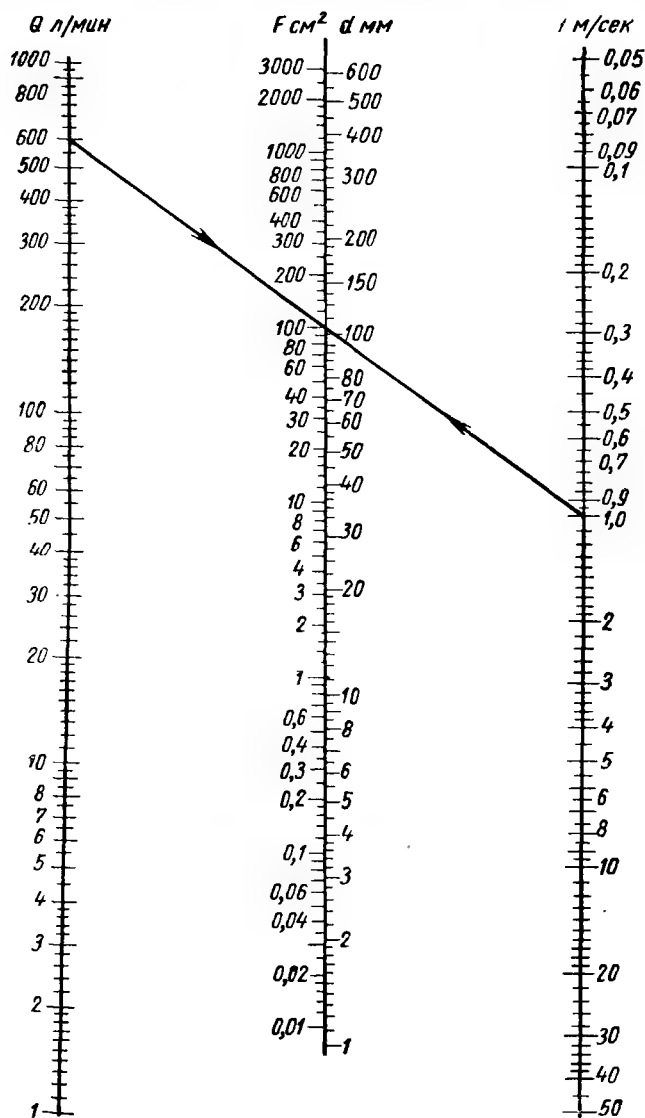


Рис. 133. Номограмма для расчета диаметра трубопровода

в  $\text{см}^2$ , соответствующие найденным значениям диаметра  $d$ . В рассмотренном примере  $F = 100 \text{ см}^2$ .

Диаметр всасывающего трубопровода можно определить также исходя из условия, чтобы величина вакуума на входе в насос не превышала допускаемой для данного насоса величины, указанной в его технической характеристике [26]. В соответствии с ГОСТом 13167—67 наибольшая допускаемая величина вакуума (а также подпора) на входе в насос составляет  $150 \text{ мм рт. ст.}$ , или  $\sim 0,2 \text{ кг/см}^2$ .

Величина вакуума на входе в насос в обычно имеющих место случаях, когда давление на свободной поверхности рабочей жидкости в баке равно нормальному атмосферному ( $1 \text{ ата}$ ), может быть с достаточной для практических целей точностью подсчитана по уравнению

$$p_{\text{вак}} = \gamma \left[ h + \frac{v^2}{2g} \left( 1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_i \right) \right], \quad (260)$$

где  $\gamma$  — удельный вес рабочей жидкости (для минеральных масел, используемых обычно в гидроприводах, принимается  $\gamma = 0,0009 \text{ кг/см}^3$ );

$h$  — геометрическая высота всасывания в  $\text{см}$  (если насос расположен выше уровня рабочей жидкости в баке,  $h$  имеет положительное значение; если ниже уровня,  $h$  — отрицательное);

$v$  — средняя скорость течения рабочей жидкости в трубопроводе в  $\text{см/сек}$ ;

$g = 981 \text{ см/сек}^2$  — ускорение силы тяжести;

$\lambda$  — коэффициент сопротивления;

$l$  — длина всасывающей трубы в  $\text{см}$ ;

$\zeta_i$  — коэффициент местного сопротивления. При расчетах всасывающего трубопровода можно принимать следующие значения коэффициента местного сопротивления: для входа в трубу  $\zeta_1 = 0,75 \div 1,0$ ; для прямого ниппельного соединения  $\zeta_2 = 0,1 \div 0,15$ ; для плавного колена с углом  $90^\circ$   $\zeta_3 = 0,12 \div 0,15$ ; для углового ниппельного соединения (под прямым углом)  $\zeta_4 = 2$ .

При ламинарном режиме ( $\text{Re} \leq 2200$ ), обычно имеющем место во всасывающих трубопроводах,

$$\lambda = \frac{75}{\text{Re}}; \quad (261)$$

при турбулентном режиме ( $\text{Re} > 2300$ ) для гидравлически гладких труб

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (262)$$

число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (263)$$

где  $\nu$  — кинематический коэффициент вязкости в  $см^2/сек$ .

Для ускорения расчета величины вакуума на входе в насос можно воспользоваться номограммами [26], приведенными на рис. 134 и 135. При расчете по этим номограммам величина вакуума на входе в насос подсчитывается в соответствии с уравнением (260) по формуле

$$p_{вак} = \Delta p_z + \Delta p_c + \Delta p_l + \Delta p_\zeta, \quad (264)$$

где

$$\Delta p_z = 0,0009h; \quad (265)$$

$$\Delta p_c = 4,59 \cdot 10^{-7} v^2; \quad (266)$$

$$\Delta p_l = 4,59 \cdot 10^{-7} v^2 \zeta'; \quad (267)$$

$$\Delta p_\zeta = 4,59 \cdot 10^{-7} v^2 \sum \zeta_i; \quad (268)$$

$$\zeta' = \lambda \frac{l}{d}. \quad (269)$$

Потери давления  $\Delta p_\zeta$  в каждом из местных сопротивлений определяются по левой части номограммы (рис. 134), построенной в соответствии с уравнением (268).

Потери давления  $\Delta p_l$  по длине трубопровода [уравнение (267)] определяются по этой же номограмме (рис. 134), причем величина  $\zeta$  вычисляется по номограмме (рис. 135), построенной в соответствии с уравнением (269). Для определения величины  $\lambda$  предварительно требуется определить число Рейнольдса; это вычисление производится по правой части номограммы (рис. 134), построенной в соответствии с уравнениями (261)—(263).

Величина  $\Delta p_c$  в соответствии с уравнением (266) определяется по номограмме (рис. 134) при значении  $\zeta = 1$ .

Подсчет величины  $\Delta p_z$  по уравнению (265) производится без помощи номограмм. Во многих случаях геометрическая высота всасывания  $h = 50$  см; при этом  $\Delta p_z = 0,045$  кг/см<sup>2</sup>.

Если в результате расчета величина  $p_{вак}$  окажется больше указанной в технической характеристике насоса, то следует или увеличить диаметр всасывающего трубопровода, или уменьшить его длину, или изменить конфигурацию трубопровода с целью

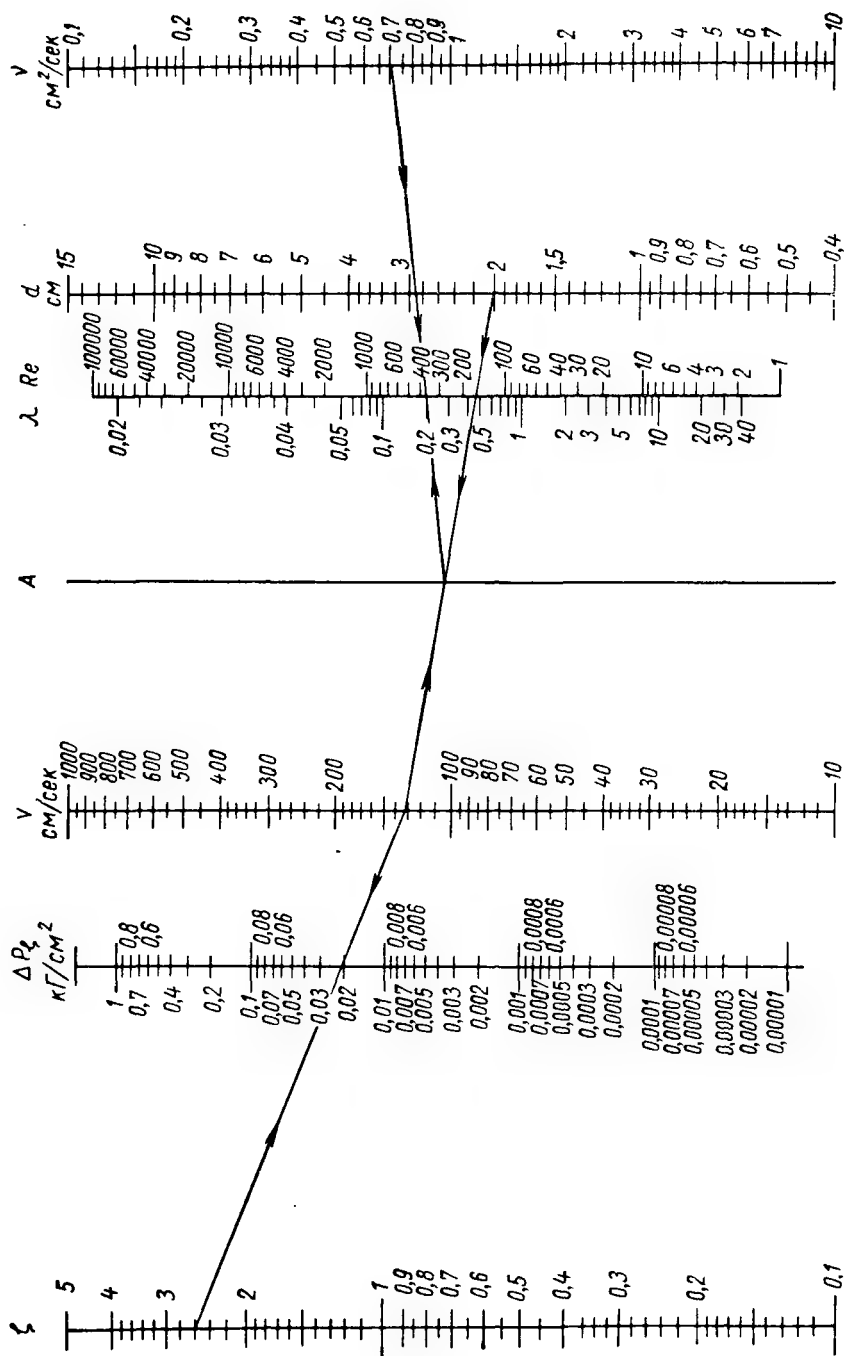


Рис. 134. Номограмма для определения потерь давления

снижения величины  $\sum \zeta_i$ , или уменьшить геометрическую высоту всасывания, а затем вновь произвести расчет величины  $p_{\text{вак}}$ .

*Пример расчета  $p_{\text{вак}}$  при помощи приведенных номограмм.*  
Дано:  $v = 130 \text{ см/сек}$ ;  $d = 2 \text{ см}$ ;  $l = 100 \text{ см}$ ;  $\sum \zeta_i = 2,6$ ;  $\nu = 0,7 \text{ см}^2/\text{сек}$ ;  $h = 50 \text{ см}$ .

Величину  $\Delta p_{\zeta}$  определяем по левой части номограмм (рис. 134). Для  $\zeta = \sum \zeta_i = 2,6$  и  $v = 130 \text{ см/сек}$  получим  $\Delta p_{\zeta} = 0,022 \text{ кг/см}^2$ .

Для нахождения  $\Delta p_l$  сначала определим число Рейнольдса по правой части номограммы, для чего соединим прямой линией точки  $v = 130 \text{ см/сек}$  и  $d = 2 \text{ см}$ . Получим точку пересечения на прямой А. Соединим эту точку с точкой  $\nu = 0,7 \text{ см}^2/\text{сек}$ . При пересечении этой прямой со шкалой  $Re$  и  $\lambda$  найдем, что  $Re = 380$ , чему соответствует  $\lambda = 0,2$ . Затем по найденному значению  $\lambda$  и величине  $\frac{l}{d} = \frac{100}{2} = 50$  по номограмме (рис. 135) следует опре-

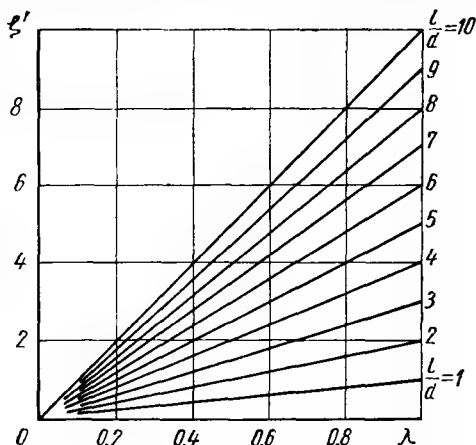


Рис. 135. Номограмма для вычисления величины  $\zeta'$

делить величину  $\zeta'$ . Так как максимальное значение  $\frac{l}{d}$  равно 10, то определим величину  $\zeta'$  при  $\frac{l}{d} = 5$ , а затем полученную по номограмме величину  $\zeta' = 1$  увеличим в 10 раз и получим  $\zeta' = 10$ . Наконец, по левой части номограммы (рис. 134) по величинам  $\zeta$  и  $v$  находим  $\Delta p_l$ . Так как на рис. 134 максимальное значение  $\zeta$  равно 5, то определяем величину  $\Delta p_l$  при  $\zeta = 1$ , а затем полученную по номограмме величину  $\Delta p_l = 0,008 \text{ кг/см}^2$  увеличим в 10 раз и получим  $\Delta p_l = 0,08 \text{ кг/см}^2$ .

Величину  $\Delta p_c$  определим также по левой части номограммы (см. рис. 134). Для  $v = 130 \text{ см/сек}$  и  $\zeta = 1$  получим  $\Delta p_c = 0,008 \text{ кг/см}^2$ .

Как указывалось, при  $h = 50 \text{ см}$  величина  $\Delta p_c = 0,045 \text{ кг/см}^2$ . В соответствии с уравнением (264) общая величина вакуума на входе в насос

$$p_{\text{вак}} = 0,045 + 0,008 + 0,08 + 0,022 = 0,155 \text{ кг/см}^2.$$

Номограммы, представленные на рис. 134 и 135, могут быть использованы также для расчета потерь давления в нагнетатель-

ных и сливных трубопроводах. В этих случаях потери давления можно подсчитать по формуле

$$\Delta p = \Delta p_i + \Delta p_z, \quad (270)$$

где  $\Delta p_i$  и  $\Delta p_z$  определяются уравнениями (267)—(269).

При выборе размеров дренажного трубопровода следует учитывать, что давление в дренажной полости насоса, действующее на уплотнительную манжету (см. рис. 62), в соответствии с ГОСТом 8752—61 не должно превышать  $0,5 \text{ кг/см}^2$ . С учетом внутренних потерь давления, обусловленных протеканием рабочей жидкости через дренажные полости насоса, для расчета можно принять, что наибольшая потеря давления на всей длине дренажного трубопровода не должна превышать  $0,2 \text{ кг/см}^2$ . Величину потерь давления при движении утечек рабочей жидкости по дренажному трубопроводу можно подсчитать по уравнениям (267) и (269) и по номограммам, представленным на рис. 134 и 135. При этом средняя скорость  $v$  движения рабочей жидкости по дренажному трубопроводу определяется по формуле

$$v = \frac{4q}{\pi d_d^2}, \quad (271)$$

где  $d_d$  — внутренний диаметр дренажного трубопровода;

$q$  — величина наружной утечки рабочей жидкости, проходящей через дренажный трубопровод.

При расчете можно принимать для одинарных насосов Г12-2 производительностью от 5 до 35 л/мин  $q = 33 \text{ см}^3/\text{сек}$ , производительностью от 50 до 100 л/мин —  $q = 133 \text{ см}^3/\text{сек}$ ; производительностью 140 и 200 л/мин —  $q = 333 \text{ см}^3/\text{сек}$ ; для одинарных насосов Г12-4  $q = 13 \text{ см}^3/\text{сек}$  (величины  $q$  указаны для случая работы насосов на масле индустриальное 20 с температурой  $50^\circ \text{C}$  при номинальном давлении нагнетания; при работе насоса на более низком давлении нагнетания величины  $q$  следует уменьшить пропорционально уменьшению давления нагнетания). Для двоярных насосов величины  $q$  следует принимать равными сумме соответствующих величин, полученных для одинарных насосов.

Дренажный трубопровод должен отводиться таким образом, чтобы внутренние полости насоса оставались постоянно заполненными рабочей жидкостью, так как подшипники насоса не должны оставаться без смазки.

**Монтаж насоса.** Расположение насоса на машине должно обеспечивать удобный доступ к нему для монтажа и наблюдения за работой. Он может быть установлен в горизонтальном или вертикальном положении выше уровня рабочей жидкости или же с погружением в рабочую жидкость, что обеспечивает более благоприятные условия его работы, но затрудняет наблюдение за насосом при эксплуатации. Соединять вал насоса с приводным валом следует только при помощи упругой муфты. При установке насоса

валы должны быть строго сцентрированы, так как неточность установки вызывает прогиб вала и преждевременный износ подшипников. Максимальное допускаемое радиальное смещение осей составляет 0,3 мм, а максимальный угол перекоса осей 1°. Направление вращения вала насоса должно соответствовать стрелке на корпусе насоса. При необходимости изменения направления вращения вала на противоположное у насосов Г12-2 и Г124-нужно отвернуть восемь винтов, соединяющих крышку 3 насоса (см. рис. 62) с корпусом 5, осторожно снять плоский диск 1 (в одинарных насосах) или диск с шейкой (в сдвоенных насосах); ротор 11 с пластинами 8 и статор 9, после чего плоский диск 1 и ротор 11 перевернуть другой стороной, а диск с шейкой 2 повернуть на 90° в ту сторону, где есть второе отверстие для штифта, и в таком положении дисков собрать насос. В некоторых насосах Г12-2 на торце плоского диска 1, обращенном к крышке 3 (в сдвоенных насосах — обращенном к промежуточному корпусу), имеется технологическая кольцевая канавка. В этом случае для реверсирования насоса нельзя переворачивать плоский диск другой стороной. Для изменения направления вращения в таких плоских дисках имеется второе отверстие для штифта, расположенное под углом 90° по отношению к первому отверстию. При необходимости изменения направления вращения вала таких насосов на противоположное, нужно отвернуть восемь винтов, соединяющих крышку 3 с корпусом 5, снять плоский диск 1, ротор 11 с пластинами 8, статор 9 и диск с шейкой 2, после чего ротор 11 нужно перевернуть другой стороной, а плоский диск 1 и диск с шейкой 2 повернуть на 90° в ту сторону, где есть второе отверстие для штифта, и в таком положении дисков собрать насос. Для изменения направления вращения вала на противоположное у насосов Г12-1, нужно, сняв крышку 7 (см. рис. 59), вынуть диски 5 и 6, ротор 4 с пластинами 3 и статор 2. Весь этот пакет, не раскрывая, вместе со штифтом, перевернуть другой стороной и, повернув его на 90° в ту сторону, где есть второе отверстие для штифта, собрать насос. Винты, соединяющие крышку насоса с корпусом, осторожно подтянуть, строго следя при этом, чтобы не затянуть ротор. Проверку производить провертыванием вала при помощи воротка. Для изменения направления вращения у насосов БГ12-2 нужно, сняв крышку, диски, статор и ротор с пластинами, повернуть диски относительно статора на 90° в сторону, где есть второе отверстие для штифта, и в таком положении дисков собрать насос.

Для защиты насоса и гидросистемы от перегрузок необходимо устанавливать предохранительный клапан, расход которого должен соответствовать производительности насоса.

Применяемое масло должно быть хорошо профильтровано. Важным требованием, которое необходимо выполнять при монтаже, является соблюдение чистоты. Необходимо тщательно очистить внутренность масляного бака; при этом пользоваться для

очистки и обтирки концами не допускается. Если при монтаже применяются стальные трубы, внутренняя поверхность их должна быть тщательно очищена от ржавчины и окалины, для чего трубы должны быть протравлены. Масляный бак должен быть окрашен масляной краской. В нем должны быть предусмотрены отстойники. Бак должен быть закрытым, чтобы в масло не могли попасть посторонние предметы и грязь. В соответствии с ГОСТом 13167—67 масло не должно содержать посторонние частицы размером более 40 мк. Для заливки масла в верхней части бака должен быть установлен сетчатый фильтр. Заполнение бака маслом контролируется по указателю уровня. Во избежание чрезмерного нагрева масла следует правильно выбирать объем бака [4]. При необходимости уменьшения объема маслобака следует предусматривать охлаждение масла (водяное или воздушное). Внутри бака рекомендуется делать перегородку высотой  $\frac{2}{3}$  нормального уровня масла, разделяющую всасывающую магистраль насоса от сливной. Всасывающий и сливной трубопроводы должны быть глубоко опущены в бак и не должны доходить до дна бака приблизительно на два диаметра трубы.

Для нормальной работы насоса рекомендуется менять масло в баке не реже одного раза в 6 месяцев. Перед установкой насоса его полости желательно заполнять чистым минеральным маслом (во избежание заедания при пуске).

При установке насосов Г12-1, Г12-2, Г12-4 и БГ12-2 должен быть вывернут штуцер в крышке для отвода утечек, вынута стальное кольцо и извлечена бумажная заглушка, после чего должно быть вставлено на место стальное кольцо, поставлена трубка для отвода утечек и завернут штуцер. При этом следует следить, чтобы стальное кольцо не перекрыло отверстие в крышке, отводящее утечки. При запуске насоса с перекрытым отверстием для отвода утечек насос выйдет из строя.

**Возможные неисправности в насосах и их устранение.** Ниже приводятся возможные неисправности при работе насосов с указанием вызывающих их причин и способов устранения.

Насос при вращении не подает масло: а) при неправильном направлении вращения вала; б) низком уровне масла в баке; в) засорении всасывающей трубы; г) подсосывании воздуха во всасывающей магистрали; д) слишком медленном вращении вала насоса; е) слишком высокой вязкости масла.

Для устранения этих неисправностей соответственно необходимо: а) немедленно изменить направление вращения во избежание заедания деталей вследствие отсутствия смазки; б) добавить масло в бак для того, чтобы всасывающая труба была погружена в масло на достаточную глубину; в) прочистить всасывающую магистраль; г) тщательно подтянуть соединения на всасывающей магистрали, проверить герметичность всасывающей магистрали; д) повысить скорость вращения вала насоса в соответствии с тех-



нической характеристикой; е) применить менее вязкое масло согласно приведенным рекомендациям.

Насос нагнетает масло, но не развивает нужного давления, значит: а) предохранительный клапан установлен на недостаточно высокое давление; б) предохранительный клапан застрял в открытом положении; в) имеют место повышенные утечки в узлах гидравлической системы: цилиндрах, золотниках, клапанах; г) одна или несколько пластин застревают в пазах ротора (заклинивание вследствие загрязнения, повышенной вязкости масла или недостаточной точности изготовления).

Для устранения соответствующих неисправностей необходимо: а) упереть поршень цилиндра в жесткий упор или затормозить вал гидромотора и проверить давление по манометру; отрегулировать клапан; б) очистить клапан от грязи; в) испытать узлы гидросистемы независимо один от другого; г) снять крышку насоса и распределительный диск. Провертывая вал от руки, проверить свободное перемещение пластин в пазах ротора. В случае, если пластина перемещается туго, снять ротор с вала, заметив нахождение пластин в каждом пазу, так как пластины могут быть не взаимозаменяемыми, промыть детали и при необходимости произвести притирку пластины до легкого хода ее в пазу ротора.

Насос работает с ненормальным шумом: а) при частичном засорении всасывающей магистрали или малом проходном сечении всасывающей трубы; б) попадании в масло воздуха через соединения всасывающей магистрали насоса; в) неправильной выверке соединительной муфты; г) попадании во всасывающие каналы насоса посторонних предметов; д) содержании во всасываемом масле пузырьков воздуха; е) закрытом отверстии, сообщающем пространство над маслом в баке с атмосферой; ж) чрезмерно быстром вращении вала насоса; з) слишком высокой вязкости масла.

Для устранения соответствующих неисправностей необходимо: а) прочистить всасывающую трубу или заменить ее; б) поливая маслом соединения на всасывающей магистрали, слушать изменения в шуме при работе насоса; плотно подтянуть все соединения; в) выверить муфту; г) разобрать насос и промыть в керосине всасывающие каналы; д) поместить концы сливных трубопроводов ниже уровня масла в баке и на достаточное расстояние от всасывающего трубопровода; е) обеспечить сообщение пространства над маслом в баке с атмосферой через отверстие или воздушный фильтр; ж) снизить скорость вращения вала насоса в соответствии с технической характеристикой; з) применить менее вязкое масло согласно приведенным рекомендациям.

Наружные утечки по валу насоса вызываются повреждением уплотнения вала, которое необходимо заменить. При наличии в насосе более крупных неполадок его следует заменить или капитально отремонтировать. Вскрытие насоса следует производить

осторожно, приняв меры к тому, чтобы детали после разборки были установлены на свое место. При этом следует строго следить за чистотой деталей при сборке.

### **ПРИМЕНЕНИЕ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПЛАСТИНЧАТЫХ ГИДРОМОТОРОВ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ**

Пластинчатые гидромоторы предназначены для применения в механизмах станков и других машин, в которых не предъявляется высоких требований в части герметичности гидромотора, а следовательно, и жесткости его механической характеристики.

Гидромоторы отечественного производства МГ16-1 предназначены для работы на чистых минеральных маслах марок индустриальное 20, индустриальное 30 или турбинное 22 при температуре масла от  $+10$  до  $+50^{\circ}\text{C}$ . Технические характеристики приведены в литературе [16, 19].

При применении гидромоторов следует иметь в виду, что они могут работать как от регулируемого, так и от нерегулируемого насоса. В схеме соединения гидромотора 4 (рис. 136) с регулируемым насосом 1 управление циклом осуществляется трехпозиционным золотником 3 с ручным управлением. При среднем положении золотника насос разгружается на бак, и вал гидромотора неподвижен. Крайние положения золотника соответствуют двум направлениям вращения вала гидромотора. Для защиты от перегрузки служит предохранительный клапан 2. Регулирование оборотов гидромотора осуществляется изменением производительности насоса 1.

В нерегулируемом насосе 1 (рис. 137) регулирование скорости гидромотора 4 производится при помощи дросселя с регулятором и предохранительным клапаном 2 (типа Г55-1 или Г55-4) [13]. Реверсирование гидромотора производится при помощи золотника 3 с ручным управлением. Преимуществом этой схемы является то, что в отличие от схемы на рис. 136 утечки в насосе не влияют на работу гидромотора, так как расход рабочей жидкости определяется постоянным перепадом давления у дросселя, что обеспечивает независимость скорости вращения вала гидромотора от нагрузки (в пределах характеристики гидромотора). Давление насоса на величину этого перепада давления ( $1,5\text{--}2\text{ кг/см}^2$ ) превышает давление в полости нагнетания гидромотора, определяемое крутящим моментом, который нагружает гидромотор. Поэтому потеря мощности на дросселирование рабочей жидкости в регуляторе является минимальной, и применение такого аппарата более предпочтительно, чем, например, дросселя с регулятором Г55-2 [13]. Еще одним преимуществом дросселей с регулятором Г55-1 и Г55-4 является то, что эти аппараты выполняют также функцию защиты от перегрузки.

На рис. 138 дана реверсивная схема соединения гидромотора 4 с нерегулируемым насосом 1. Регулирование скорости гидро-

тора производится при помощи дросселя с регулятором и предохранительным клапаном 2. Реверсирование гидромотора осуществляется при помощи трехпозиционного золотника 3 с электрогидравлическим управлением (может быть использован золотник Г73-4) [13]. Чтобы обеспечить возможность управления золотником 3 при среднем его положении, когда насос разгружается на бак, в схему введен подпорный клапан 5, который должен быть настроен на давление 3—4 кг/см<sup>2</sup>.

В ряде случаев бывает удобно применять схему с регулято-

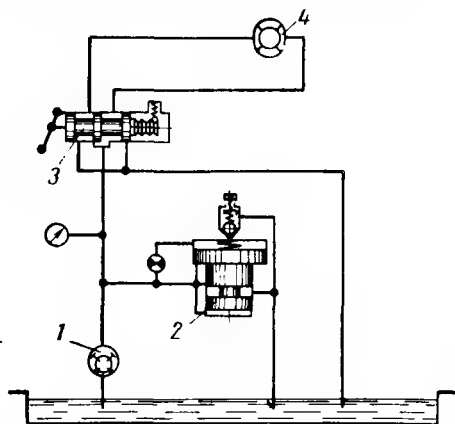


Рис. 136. Схема соединения гидромотора с регулируемым насосом

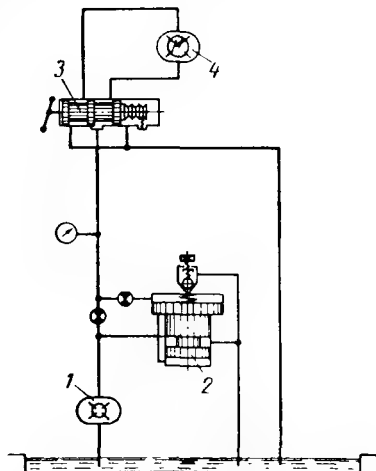


Рис. 137. Схема соединения гидромотора с нерегулируемым насосом и с дросселем с регулятором и предохранительным клапаном. Реверсирование гидромотора осуществляется при помощи золотника с ручным управлением

ром Г55-2, включенным в ответвление от напорной магистрали (рис. 139). Рабочая жидкость от нерегулируемого насоса 1 через золотник 4 с ручным управлением, который служит для реверсирования гидромотора, поступает к гидромотору 5 и далее через золотник 4 на слив в бак. Регулирование скорости вращения вала гидромотора осуществляется сливом рабочей жидкости, нагнетаемой насосом 1, через дроссель с регулятором 2 в бак. Клапан 3 в этой схеме предназначен только для предохранения системы от перегрузки. Следует иметь в виду, что при такой схеме включения скорость перемещения рабочих органов в большей степени зависит от нагрузки (давления), чем при включениях по схемам, показанным на рис. 137 и 138, так как на величине скорости отражаются утечки в насосе. Поэтому схема включения, приведенная на рис. 139, может быть применена для регулирования скорости в случаях, когда такое снижение скорости является допустимым.

Для мощных гидромоторов МГ16-15 и МГ16-16А в тех случаях, когда они работают в режиме частых реверсов тяжелых маховых масс, предпочтительна замкнутая схема, представленная на рис. 140, как обеспечивающая эффективное торможение с регенерацией энергии и минимальный нагрев рабочей жидкости. В этой схеме регулирование скорости вращения вала гидромотора 1 осуществляется изменением эксцентриситета насоса 4, в качестве

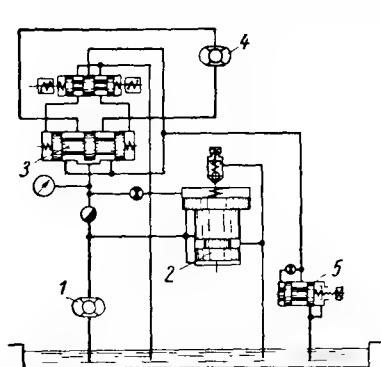


Рис. 138. Схема соединения гидромотора с нерегулируемым насосом и с дросселем с регулятором и предохранительным клапаном. Реверсирование гидромотора осуществляется при помощи трехпозиционного золотника с электрогидравлическим управлением

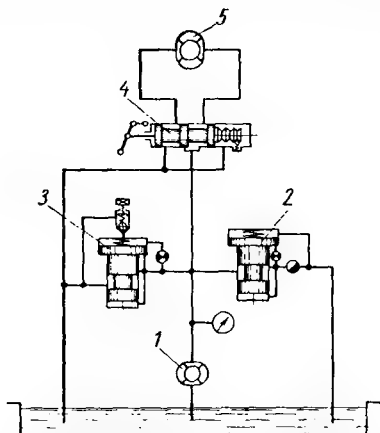


Рис. 139. Схема соединения гидромотора с нерегулируемым насосом и с дросселем с регулятором, включенным в ответвление от напорной магистрали

которого могут быть использованы, например, радиально-поршневые насосы типа НП. Реверсирование гидромотора осуществляется изменением эксцентриситета насоса 4, в результате чего нагнетательная и всасывающая полости меняются местами. Подпитка замкнутой системы осуществляется через обратные клапаны 5 и 6 при помощи вспомогательного насоса 8, минимально необходимое давление которого, достаточное для подачи рабочей жидкости во всасывающую полость системы, устанавливается клапаном 7. Для защиты от перегрузки предназначены предохранительные клапаны 2 (для одного направления вращения) и 3 (для другого направления вращения).

В случае необходимости могут быть скомпонованы и другие гидросхемы. При этом рекомендуется применять насосы и гидроаппараты, централизованно выпускаемые промышленностью. Их технические данные приведены в литературе [13, 171].

**Выбор типоразмера гидромотора.** Исходными данными для выбора типоразмера гидромотора являются крутящий момент и скорость вращения вала, которые определяют эффективную мощность гидромотора.

Зависимость крутящего момента, развиваемого гидромоторами отечественного производства различных типоразмеров, от давления в напорной магистрали представлена на рис. 141.

Наибольшие и наименьшие числа оборотов валов гидромоторов приведены в их технических характеристиках. Следует иметь в виду, что число оборотов вала гидромоторов в минуту, установ-

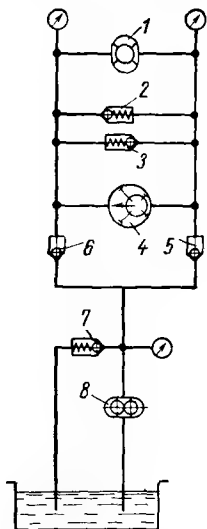


Рис. 140. Замкнутая схема соединения гидромотора с регулируемым насосом

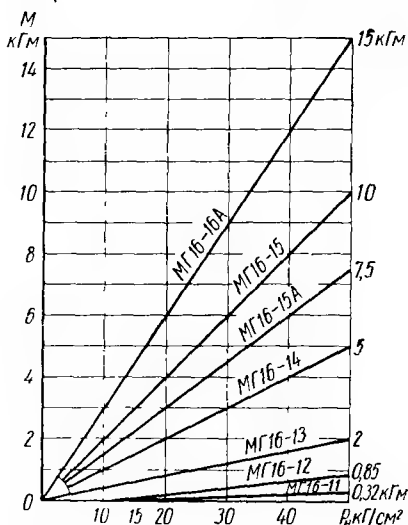


Рис. 141. Зависимость крутящего момента от давления нагнетания для пластинчатых гидромоторов МГ16-1

ленное при холостом вращении, под нагрузкой снижается. Это снижение определяется утечками жидкости, имеющими место при нагружении гидромотора. Как установлено экспериментально, утечки определяются перепадом давления в напорной и сливной магистралях и мало зависят от скорости вращения. Величина объемного к. п. д. показывает относительное изменение числа оборотов в минуту вала гидромоторов при нагружении, так как величина снижения скорости вращения вала гидромотора определяется лишь величиной утечек. Это значит, что если при вращении под нагрузкой, равной номинальному крутящему моменту, установить скорость вращения вала гидромотора  $n$  об/мин, то при сохранении того же расхода подводимой рабочей жидкости скорость вращения при снятии нагрузки (при  $M_{кр} = 0$ )

$$n_0 = \frac{n}{\eta_0} \text{ об/мин.} \quad (272)$$

Увеличение числа оборотов в минуту при снятии нагрузки

$$n - n_0 = n \frac{1 - \eta_0}{\eta_0} \text{ об/мин.} \quad (273)$$

График значений наибольшей допускаемой эффективной мощности, развиваемой пластинчатыми гидромоторами МГ16-1, в зависимости от скорости вращения вала гидромоторов приведен на рис. 142.

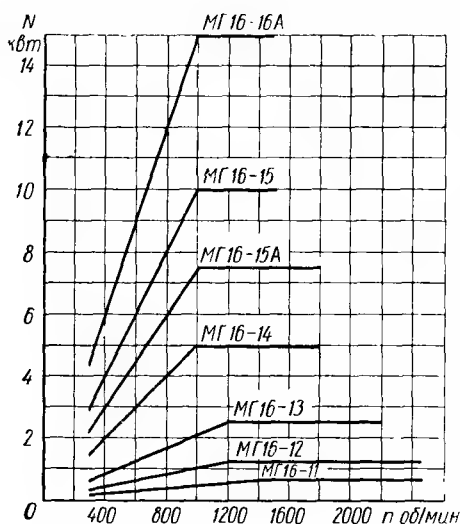


Рис. 142. Наибольшая допускаемая эффективная мощность, развиваемая пластинчатыми гидромоторами МГ16-1, в зависимости от скорости вращения вала

Гидромоторы могут длительно работать при номинальном крутящем моменте, соответствующем наибольшему рабочему давлению, от минимальной скорости вращения, равной 300 об/мин, до некоторой скорости, выше которой мощность гидромотора не должна повышаться, т. е. при работе на более высоких скоростях вращения допускается меньший крутящий момент, получаемый снижением рабочего давления.

Ограничение мощности при больших скоростях вращения вводится для повышения срока службы гидромоторов. Скорость, до которой гидромоторы могут длительно работать при постоянном крутящем моменте, равном номинальному, составляет:

для гидромоторов МГ16-16А, МГ16-15, МГ16-15А и МГ16-14 — 1000 об/мин, МГ16-13 и МГ16-12 — 1200 об/мин, МГ16-11 — 1500 об/мин.

Гидромоторы можно кратковременно форсировать, если при номинальном крутящем моменте повышать скорость вращения вала. На рис. 68 представлена характеристика гидромотора, работающего при номинальном крутящем моменте на всем диапазоне скоростей.

**Выбор насоса для гидромотора.** Производительность насоса определяется рабочим объемом гидромотора (расходом на один оборот) и необходимым наибольшим числом оборотов вала гидромотора в минуту. Наибольшее число оборотов не должно превышать величин, указанных в технической характеристике гидромоторов.

Расход жидкости, необходимый для вращения вала гидромотора без нагрузки с заданным числом оборотов, определяется уравнением

$$Q_1 = \frac{Wn}{10^3} \text{ л/мин}, \quad (274)$$

где  $n$  — заданное число оборотов вала гидромотора в минуту;  
 $W$  — рабочий объем гидромотора в  $\text{см}^3/\text{об}$ .

Номинальные значения величин рабочего объема для гидромоторов приведены в технических характеристиках, но надо иметь в виду, что приведенные величины могут иметь отклонения

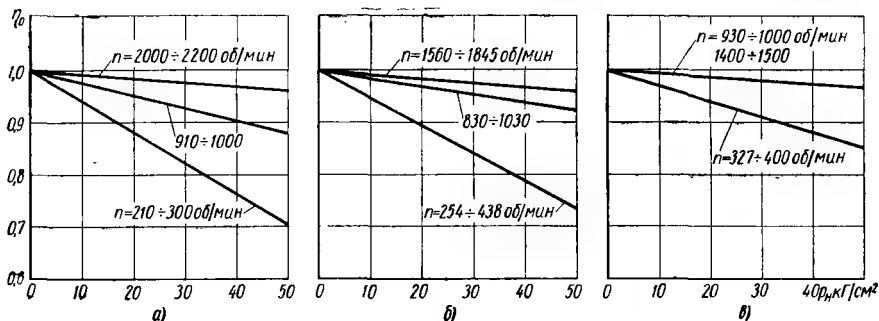


Рис. 143. Изменение объемного к. п. д. пластинчатых гидромоторов в зависимости от давления нагнетания:

а — гидромотор МГ16-13 ( $N = 2,5 \text{ кат}$ ); б — гидромотор МГ16-15А ( $N = 7,5 \text{ кат}$ ); в — гидромотор МГ16-16А ( $N = 15 \text{ кат}$ )

в сторону увеличения, ввиду неточности изготовления. С учетом этого ниже приведены наибольшие значения рабочих объемов  $W$ , полученные при испытании гидромоторов в ЭНИМСе.

Гидромотор МГ16-11 МГ16-12 МГ16-13 МГ16-14 МГ16-15А МГ16-15 МГ16-16А

Рабочий  
объем в  
 $\text{см}^3/\text{об}$

10,9 22,5 40,5 92,5 124,5 182 265

Расход жидкости, необходимый для вращения вала гидромотора с тем же числом оборотов в минуту под нагрузкой,

$$Q = \frac{Q_1}{\eta_0} \text{ л/мин}, \quad (275)$$

где  $\eta_0$  — объемный к. п. д. гидромотора.

Характер изменения объемного к. п. д. пластинчатых гидромоторов в зависимости от давления нагнетания иллюстрируется графиком, полученным в ЭНИМСе при испытании пластинчатых

гидромоторов (рис. 143). Испытание проводили на масле индустриальное 20, имеющем температуру 45—56° С.

Скорость вращения вала гидромотора при работе без нагрузки по заданному расходу  $Q_1$  может быть определена из уравнения (274).

**Выбор трубопровода и монтаж гидромоторов.** Диаметры трубопроводов определяются из уравнения (259), в котором должно быть принято  $v = 4 \div 5$  м/сек.

Расположение гидромотора на машине должно обеспечивать удобный доступ к нему для монтажа и наблюдения за работой.

Гидромотор может быть расположен в горизонтальном или вертикальном положении. При этом дренажная трубка должна отводиться таким образом, чтобы внутренние полости гидромотора оставались постоянно заполненными рабочей жидкостью, так как подшипники гидромотора не должны оставаться без смазки. Размеры дренажной трубки должны обеспечивать свободный слив утечек.

Крутящий момент с вала гидромотора может сниматься через упругую муфту, зубчатую, ременную или цепную передачи.

При установке гидромотора с приводом через упругую муфту необходимо строго выверить взаимное расположение валов. При этом максимальное радиальное смещение осей допускается до 0,3 мм, а максимальный угол перекоса осей — до 1°. При установке гидромотора с приводом через зубчатую, ременную или цепную передачи радиальная сила на выступающем конце вала не должна превышать величин, указанных в технической характеристике гидромоторов. Действие осевой силы на вал гидромотора не допускается. Для нормальной работы гидромотора рекомендуется менять масло в баке не реже одного раза в 6 месяцев. Перед установкой гидромотора его полости желательно заполнить чистым минеральным маслом (во избежание заедания при пуске).

**Возможные неисправности гидромоторов и их устранение.** При работе гидромоторов могут возникнуть некоторые неисправности. Ниже приводятся возможные неисправности, вызывающие их причины и способы устранения.

Треск при работе гидромотора под нагрузкой может возникнуть при поломке пружин, прижимающих пластины к внутренней поверхности статора, или застревании пластин в пазах ротора.

Для устранения неисправностей необходимо соответственно: заменить сломанные пружины новыми, при этом нужно следить, чтобы пружины были изготовлены из проволоки класса I (ГОСТ 9389—60); проверить легкость перемещения пластин в пазах ротора, если пластина ходит туго, ее нужно притереть.

Течь по валу гидромотора может быть вызвана повреждением уплотнения. Для устранения течи следует заменить уплотнение.



Повышенные утечки через дренажное отверстие могут вызываться следующими причинами: поломкой пружин, прижимающих задний диск к статору; застреванием золотника, расположенного в центральном отверстии заднего диска; заклиниванием заднего диска в расточке крышки.

Для устранения неисправностей соответственно необходимо: заменить сломанные пружины новыми; промыть или, в случае необходимости, притереть золотник; промыть задний диск и крышку.

Вскрытие гидромотора следует производить осторожно, приняв меры к тому, чтобы детали после разборки были установлены на свое место. При этом следует строго следить за чистотой деталей при сборке.



## ЛИТЕРАТУРА

1. А чер кан Н. С. Определение степени неравномерности подачи роторных поршеньковых гидромашин с кольцевой направляющей. «Вестник машиностроения», 1950, № 9.

2. Б р ен Х., Сы р ки н Г. и Го ник бер г Е. Рулевое управление с гидроусилителем на автомобиле ЗИЛ-130. «Автомобильный транспорт», 1962, № 4.

3. Б р а в и ч е в В. А. и др. Металлорежущие станки. М., Машгиз, 1955.

4. Б р о н Л. С. и Т а р т а к о в с к и й Ж. Э. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий. Изд. 2-е. М., «Машиностроение», 1967.

5. Г а в р и л е н к о Б. А., М и н и н В. А. и О л о в н и к о в Л. С. Гидравлические тормоза. М., Машгиз, 1961.

6. Г и д р о п р и в о д. Ч. 2. Объемный гидропривод. Терминология, М., «Наука», 1964.

7. Г л а г о в с к и й Б. А. и П и в е н И. Д. Электротензометры сопротивления. М.—Л., «Энергия», 1964.

8. Г л а д к и х П. А. Борьба с вибрацией и шумом в машиностроении. М., «Машиностроение», 1966.

9. Г о л ь х о в о й А. М. Опыт применения электроконтактных манометров. «Станки и инструмент», 1957, № 6.

10. Д а в ы д о в В. И. Теоретический расчет производительности лопастных насосов ротационного типа. Труды Горьковского индустриального института им. Жданова. Т. VIII, вып. I, 1950.

11. Ж е д ь В. П. и Т а т у р О. Н. Типовые механизмы и узлы для станков. «Станки и инструмент», 1967, № 5.

12. З а й ч е н к о И. З. Гидравлическое оборудование современных металлорежущих станков. М.—Л., Машгиз, 1945.

13. З а й ч е н к о И. З. и др. Гидравлическое оборудование для металлообрабатывающих станков и автоматических линий. Каталог-справочник. М., ЦИНТИАМ, 1963.

✓ 14. З а й ч е н к о И. З. Расчет основных параметров лопастных насосов двойного действия. «Станки и инструмент», 1956, № 8.

● 15. З а й ч е н к о И. З., К о н о в а л о в В. М., М ы ш л е в с к и й Л. М. и др. Лопастные насосы новой конструкции с повышенным сроком службы. «Станки и инструмент», 1961, № 6.

16. З а й ч е н к о И. З. и М ы ш л е в с к и й Л. М. Малогабаритные и малоинерционные лопастные гидродвигатели. «Станки и инструмент», 1960, № 9.

17. Зайченко И. З. и Мышлевский Л. М. Насосы лопастные. Руководящие материалы. Изд. II, М., ЭНИМС, ОНТИ 1966.

18. Зайченко И. З. и Мышлевский Л. М. Гидравлический мотор лопастного типа с автоматическим прижимом заднего диска давлением среды и прижимом лопаток к внутренней поверхности статора. Авторское свидетельство № 111338 от 11 апреля 1957 г. «Бюллетень изобретений», 1958, № 2.

19. Зайченко И. З. и Мышлевский Л. М. Гидромоторы лопастные. Инструкция по применению, монтажу и эксплуатации. М., ЭНИМС, ОНТИ, 1967.

20. Зайченко И. З. и Мышлевский Л. М. Исследование неравномерности подачи пластинчатых (лопастных) насосов двойного действия с разгруженными пластинами. «Вестник машиностроения», 1965, № 4.

21. Колесов И. В. и Павлов Р. В. Перечень холодильного оборудования. М., ЦИНТИМАШ, 1960.

22. Лопастные насосы (центробежные и осевые). Терминология и буквенные обозначения. М., Изд-во АН СССР, 1961.

23. Левит Г. А. Методика экспериментального определения потерь мощности на трение в приводах металлорежущих станков. М., ЭНИМС—ЦБТИ, 1952.

24. Могилевский В. Г. Электромагнитные порошковые муфты и тормоза. М.—Л., «Энергия», 1964.

25. Мышлевский Л. М. Использование номограмм из выравненных точек с параллельными шкалами при расчете гидроприводов. «Вестник машиностроения», 1960, № 7.

26. Мышлевский Л. М. Упрощенный расчет вакуума на входе в насос. «Вестник машиностроения», 1968, № 5.

27. Мышлевский Л. М. Исследование рабочих процессов в пластинчатых насосах с разгруженными пластинами. «Механика машин», № 9—10, 1967.

28. Мышлевский Л. М. Исследование рабочих процессов в пластинчатых насосах с разгруженными пластинами, применяемых в гидроприводах металлорежущих станков. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. М., 1965.

29. Мышлевский Л. М. Пластинчатые насосы типа БГ12-2 для гидроприводов машин. «Вестник машиностроения», 1965, № 8.

30. Мышлевский Л. М. Расчет скорости всасывания рабочей жидкости в окнах распределительных дисков пластинчатых насосов с разгруженными пластинами. Сборник работ аспирантов ЭНИМСа. М., НИИМАШ, 1966.

31. Мышлевский Л. М. Экспериментальное определение коэффициента расхода для прорезей распределительных дисков пластинчатых насосов. Сборник работ аспирантов ЭНИМСа. М., НИИМАШ, 1966.

32. Оляк В. Д., Борисов Б. П. и Брылев А. В. Электроиндукционный тормоз. «Вестник машиностроения», 1961, № 8.

33. Польский С. М. Современные конструкции объемных счетчиков для нефтепродуктов. М., ВИНТИ, 1958.

34. Пучкин Б. И. Приклеиваемые тензодатчики сопротивления. М.—Л., «Энергия», 1966.

35. Прокофьев В. Н. Новое направление исследований гидропередач за рубежом. «Вестник машиностроения», 1963, № 5.

36. Прокофьев В. Н. Роторные насосы. ЭСМ, Т. XI, М., Машгиз, 1948.
37. Раевский Н. П. Датчики механических параметров машин, М., Изд-во АН СССР, 1959.
38. Решетов Д. Н. Детали машин. М., Машгиз, 1961.
39. Решетов Д. Н. Типовые расчеты элементов станков. М., ЭНИМС, 1942.
40. Розенблит Г. Б., Виленский П. И. и Горелик Я. И. Датчики с проволочными преобразователями для исследования двигателей внутреннего сгорания. М., «Машиностроение», 1966.
41. Радомысельский И. Д. и др. Металлокерамические детали лопастных масляных насосов. «Металлокерамика в промышленности». НИИМАШ, серия С-Х-6, 1965.
42. Славин И. И. Производственный шум и борьба с ним. М., Профиздат, 1955.
43. Сыркин Г. А. и др. Лопастной насос двойного действия. Авторское свидетельство № 186292 от 4 июля 1964 г. «Бюллетень изобретений», 1966, № 18.
44. Справочник машиностроителя. Т. I, М., Машгиз, 1950.
45. Сычев А. Д. Изменение показаний приборов (манометров) при вибрации. Сб. «Расчеты на прочность», Вып. 4, Машгиз, 1959.
46. Теория механизмов. Основные понятия. Терминология. М., «Наука», 1964.
47. Усов А. А. и Погребцова Н. В. Руководящие материалы по смазочной и фильтрующей аппаратуре. Насосы для смазки. М., ЭНИМС, ОНТИ, 1965.
48. Утямышев Р. И. Техника измерения скоростей вращения. М.—Л., Госэнергоиздат, 1961.
49. Чистяков С. Ф. Краткий справочник по теплотехническим приборам и регуляторам. М.—Л., Госэнергоиздат, 1960.
50. Эрнст В. Гидропривод и его промышленное применение. Пер. с англ. М., Машгиз, 1963.
51. Японское машиностроение. Под ред. А. Е. Прокоповича и М. Е. Мардянина. ЦБТИ, 1959.
52. Arnold Donald J. New vane type double pump cuts space and weight in hydraulic circuit applications. «Machine Design». March 12, 1964.
53. Dürr A., Wachter O. Behandlung und Prüfung ölhydraulischer Antriebe und Steuerungen. Berlin, 1955.
54. Dietiker John D. Regenerative test circuits save power. «Hydraulics & Pneumatics», 1961, N 4.
55. Edward Herrmann M. Reducing hydraulics noise. «Hydraulics & Pneumatics», 1961, N 4.
56. English John R. Design of 2000 p. s. i. vane hydraulics pump — motor. «Applied Hydraulics», 1952, N 12.
57. Gardiner Duncan B. Power transmission. Pat. U. S. A. N 2. 919. 651. Jyn. 5, 1960.
58. Gardiner Duncan B., Power transmission. Pat. U. S. A. N 2. 67. 488. Jap, 10, 1961.

59. Harrington Ferris T. Power transmission. Pat. U. S. A. N 2. 967. 489. Jan. 10, 1961.
60. Hydraulic Motors for Rotary Drives to 174 H. P. «Engineering», London, 24 Jan., 1964.
61. Improvements in Rotary Pumps or Motors of the Outwardly — sliding Vane Type. Pat. Engl. N 818.025 Aug. 12. 1959.
62. Krug H. Das Flüssigkeitsgetriebe bei spanenden werkzeugmaschinen. Berlin, 1951.
63. Manogue Robert A. New 2000 p. s. i. balanced vane Fluid motor has these important design advantages. «Hydraulics Pneumatics». 1961, N 8.
64. Manogue Robert A. Performance, application and operating characteristics of new 2500 p. s. i. hydraulic vane pumps. «Hydraulics Pneumatics», 1961, N 11.
65. Mazur J. N. Motor. Pat. USA N 3.254.570, June 7, 1966.
66. Mazur J. N. Pump. Pat. USA N 3.255.704, June 14, 1966.
67. New Vickers Detroit hydraulic motors. «Machinery», Engl., April 8, 1964.
68. Rosaen Nils O., Rosaen Oscar E. Vane pump with improved discharge port. Pat. USA N 2.786.422.26 mar. 1957.
69. Rotary vane pump or motor. Pat. Engl. N 875.950, Aug. 23, 1961.
70. Soderholm Lars G. Spring-Opposed Vanes. «Design News», 1962, N 6.
71. «Vickers-Detroit» 25M 45M balanced hydraulic vane motors. «Machinery», Engl., March 3, 1965.
-

## СОДЕРЖАНИЕ

|                                                                                                                                                              |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Введение . . . . .                                                                                                                                           | 3   |
| Принципы действия пластинчатых насосов и гидромоторов, основные<br>расчетные зависимости и рабочие процессы; конструкции насосов<br>и гидромоторов . . . . . | 6   |
| Насосы однократного действия . . . . .                                                                                                                       | 6   |
| Насосы двойного действия . . . . .                                                                                                                           | 13  |
| Профиль кривой статора в насосах двойного действия . . . . .                                                                                                 | 15  |
| Пластинчатые гидромоторы . . . . .                                                                                                                           | 34  |
| Рабочие процессы в пластинчатых насосах и гидромоторах . . . . .                                                                                             | 41  |
| Процесс нагнетания в насосах однократного действия . . . . .                                                                                                 | 42  |
| Выбор числа пластин в насосах двойного действия . . . . .                                                                                                    | 48  |
| Процесс всасывания в насосах двойного действия . . . . .                                                                                                     | 50  |
| Процесс переноса рабочей жидкости в камере из полости всасыва-<br>ния в полость нагнетания в насосах двойного действия . . . . .                             | 62  |
| Процесс нагнетания в насосах двойного действия . . . . .                                                                                                     | 66  |
| Процесс переноса рабочей жидкости в камере из полости нагнета-<br>ния в полость всасывания в насосах двойного действия . . . . .                             | 70  |
| Шум в пластинчатых насосах двойного действия . . . . .                                                                                                       | 70  |
| Крутящий момент в гидромоторах двойного действия . . . . .                                                                                                   | 77  |
| Конструкции пластинчатых насосов и гидромоторов. Насосы и гид-<br>ромоторы однократного действия . . . . .                                                   | 81  |
| Насосы однократного действия с двумя пластинами . . . . .                                                                                                    | 87  |
| Насосы и гидромоторы двойного действия . . . . .                                                                                                             | 90  |
| Насосы и гидромоторы многократного действия . . . . .                                                                                                        | 128 |
| Расчет, конструирование и технология изготовления основных деталей<br>насосов и гидромоторов . . . . .                                                       | 133 |
| Расчет сил прижима распределительного диска плавающего типа<br>к статору . . . . .                                                                           | 133 |
| Расчет пружин для предварительного прижима плавающего диска . . . . .                                                                                        | 142 |
| Геометрия распределительных дисков . . . . .                                                                                                                 | 142 |
| Угол скоса верхней кромки пластины . . . . .                                                                                                                 | 151 |
| Определение деформации пружин, прижимающих пластины к ста-<br>тору, в пластинчатых гидромоторах . . . . .                                                    | 153 |
| Выбор расположения центра качания коромыслообразных пружин<br>пластинчатых гидромоторов . . . . .                                                            | 157 |
| Контактные напряжения в деталях пластинчатых насосов и гидро-<br>моторов . . . . .                                                                           | 159 |
| Влияние длины пластины на величину действующих на нее сил . . . . .                                                                                          | 162 |
| Расчет угла наклона пластины . . . . .                                                                                                                       | 165 |
| Некоторые технологические особенности изготовления основных<br>деталей пластинчатых насосов . . . . .                                                        | 167 |

|                                                                                                                      |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Испытания, монтаж и эксплуатация насосов и гидромоторов . . . . .                                                    | 174 |
| Приемочные испытания насосов . . . . .                                                                               | 175 |
| Испытания насосов с целью уточнения технических характеристик<br>или исследования рабочих процессов . . . . .        | 187 |
| Приемочные испытания гидромоторов . . . . .                                                                          | 194 |
| Испытания гидромоторов с целью уточнения технических характе-<br>ристик или исследования рабочих процессов . . . . . | 201 |
| Регенеративные схемы испытаний насосов и гидромоторов . . . .                                                        | 202 |
| Применение, монтаж и эксплуатация пластинчатых насосов двой-<br>ного действия . . . . .                              | 204 |
| Применение, монтаж и эксплуатация пластинчатых гидромоторов<br>двойного действия . . . . .                           | 218 |
| Л и т е р а т у р а . . . . .                                                                                        | 265 |

---

*Зайченко Игорь Захарович  
и Мышлевский Леонид Марнович*

## **ПЛАСТИНЧАТЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ**

Редактор издательства *Т. А. Помыканова*



Технический редактор *Н. В. Тимофеевко*



Корректор *И. М. Борейша*



Переплет художника *Л. С. Вендрова*

---

Сдано в производство 10/V1 1969 г.

Подписано к печати 4/II 1970 г.

Т-01038 Тираж 5000 экз. Печ. л. 14,5

Бум. л. 7,25 Уч.-изд. л. 15,0

Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>16</sub> Цена 95 коп. Зак. № 225

---

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»,  
Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3

---

Ленинградская типография № 6  
Главполиграфпрома Комитета по печати  
при Совете Министров СССР  
Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10